

PEMANFAATAN WASTE ENERGY RECOVERY UNTUK SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK SEBESAR 1 MW DENGAN MENGGUNAKAN ORGANIC RANKINE CYCLE DI PT. PJB PAITON PROBOLINGGO

Nama mahasiswa : Febrian Haryadi
NRP : 2108 100 518
Jurusan : Teknik Mesin
Dosen pembimbing : Ary Bachtiar KP, ST, MT, PhD

ABSTRAK

Seiring meningkatnya kebutuhan tenaga listrik di Indonesia, diperlukan sebuah inovasi untuk dapat memenuhi kebutuhan akan ketersediaan listrik tersebut, salah satunya adalah dengan Metode pembangkitan listrik terbarukan yaitu rancang siklus *Organic Rankine Cycle* (ORC).

Perancangan ini dilakukan di PT. PJB Paiton Probolinggo, dengan memanfaatkan potensi panas gas buang sebesar 17,33 MW untuk dapat menghasilkan pembangkitan energi listrik sebesar 1 MW. Sistem yang digunakan merupakan sistem dasar *Organic Rankine Cycle*, meliputi evaporator, turbin uap, kondensor, pompa. Sistem perancangan *Organic Rankine Cycle* di analisa secara termodinamika dan difokuskan pada pemilihan pompa serta pemilihan turbin uap yang tepat sesuai dengan sifat - sifat fluida kerja R-12, R-134a, R-152a.

Dari hasil penelitian didapatkan Nilai efisiensi thermal optimum terletak pada refrigerant R152a sebesar 10%, kemudian pompa yang dipilih adalah pompa sentrifugal multistage enam tingkat merk SIHI tipe ZEH 5004 dan turbin uap yang dipilih adalah turbin uap back pressure empat tingkat dengan merk Qingneng tipe N341E

Kata kunci : ORC, 17.33 MW R-12, R-134a, R-152a Pompa, Turbin uap, SIHI tipe ZEH 5004, Qingneng tipe N341E.

THE UTILIZATION OF WASTE ENERGY RECOVERY SYSTEM FOR GENERATING ELECTRICITY 1 MW SYSTEM BY USING ORGANIC RANKINE CYCLE IN PT. PJB PAITON PROBOLINGGO

Name of student : Febrian Haryadi
NRP : 2108 100 518
Major : Mechanical Engineering
Advisor : Ary Bachtiar KP, ST, MT, PhD

ABSTRACT

With the increasing power needs in Indonesia, therefore the innovation is need to be made for the availability of electricity, one of the innovation is a method of generating renewable electricity that is the design of *Organic Rankine Cycle* (ORC).

The design is completed in PT. PJB Paiton, Probolinggo, by exploiting the potential of exhaust gas heat of 17.33 MW in order to be able to generate electric power supply of 1 MW. The system used is a basic system of *Organic Rankine Cycle*, including evaporators, steam turbines, condensers, and pumps. *Organic Rankine Cycle* system is designed by the thermodynamic analysis and focuses on pump selection and appropriate steam turbine in accordance with nature - the nature of work fluid R-12, R-134a, R-152a.

From the research results obtained the optimum thermal efficiency value lies in the R152a refrigerant by 10%, and the selected pump is a multistage centrifugal pump brands SIHI six levels of the type ZEH 5004 and the preferred steam turbine is a steam turbine with four levels-back pressure, Qingneng type N341E.

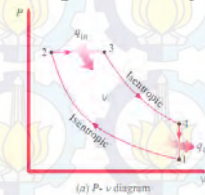
Key words: *ORC, 17.33 MW R-12, R-134a, R-152a Pompa, Turbin uap, SIHI tipe ZEH 5004, Qingneng tipe N341E*

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

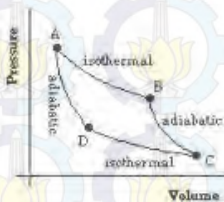
2.1 Sejarah siklus Rankine

Siklus Rankine adalah siklus termodinamika yang mengubah panas menjadi kerja. Panas disuplai secara eksternal pada aliran tertutup, yang biasanya menggunakan air sebagai fluida yang bergerak. Siklus ini dinamai untuk mengenang ilmuwan Skotlandia, William John Macquorn Rankine (5 Juli 1820 – 24 Desember 1872) yang merupakan seorang professor dalam bidang teknik sipil pada Universitas Glasgow. Siklus Rankine digunakan sebagai standar untuk pembangkit daya yang menggunakan uap (steam). Siklus Rankine berbeda dengan siklus diesel, dan siklus Carnot. Siklus diesel merupakan siklus ideal untuk gas yang mengasumsikan bahwa penambahan kalor berlangsung didalam sebuah proses dengan tekanan konstan.



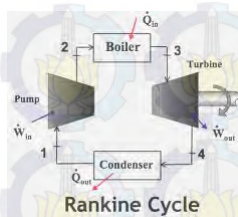
Gambar 2.1 siklus diesel ideal

siklus Carnot merupakan siklus daya yang terdiri dari empat proses berseri yang bersifat reversible internal dua proses adiabatik dan dua proses isothermal.



Gambar 2.2 siklus Carnot

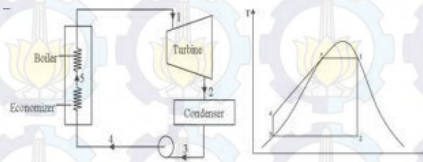
Sedangkan siklus rankine merupakan siklus untuk uap dan cairan



Gambar 2.3 siklus rankine.

2.1.1 Siklus Rankine Ideal

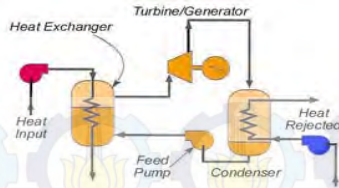
Siklus rankine ideal merupakan siklus rankine sederhana yang merubah panas menjadi kerja. Panas disuplai secara eksternal pada aliran tertutup, yang biasanya menggunakan air sebagai fluida yang bergerak. Komponen peralatannya meliputi, Heat Exchanger(Evaporator), Turbin, kondensor, pompa. Hal ini dapat dilihat dalam bagan diagram alir siklus rankine



Gambar 2.4 diagram alir siklus rankine ideal

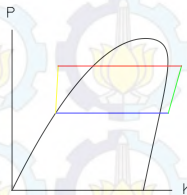
2.1.2 Organic Rankine Cycle (ORC)

Dengan menggunakan bahan organik yang memiliki titik didih yang rendah, ORC dapat digunakan untuk mengekstrak energi dari sumber panas bertemperatur rendah. siklus dasar ORC ditunjukkan pada gambar 2.5.



Gambar 2.5 sistem komponen ORC.

ORC merupakan suatu siklus uap dimana siklus ini menggunakan fluida kerja organik (refrigeran). siklus ini terdiri dari empat komponen utama yang terdiri dari Evaporator yang berfungsi untuk mengevaporasi fluida organik dari liquid menjadi uap dipanaskan lanjut sebelum masuk kedalam turbin. Turbin berfungsi untuk mengekspansi atau menurunkan tekanan dari fluida organik dan yang akan menghasilkan energi listrik bila disambungkan ke generator, Kondensor berfungsi untuk mengkondensasikan uap dari fluida kerja organik menjadi cairan dimana pada proses ini berlangsung pada tekanan dan temperatur konstan. kemudian Pompa berfungsi untuk menaikkan tekanan dari fluida kerja organik sesuai dengan tekanan yang di perlukan oleh evaporator sebelum masuk kembali ke evaporator, dimana di masing-masing komponen terjadi proses termodinamika seperti pada siklus Rankine. Untuk diagram P-h, dari ORC di tunjukkan pada gambar 2.6.



Gambar 2.6 Diagram P-h Organic Rankine Cycle

Perbedaan utama siklus Rankine dan ORC yaitu pada siklus Rankine menggunakan fluida kerja air untuk menghasilkan uap dari boiler sebagai tempat penambahan panas sedangkan pada siklus ORC menggunakan fluida kerja organik serta menggunakan evaporator sebagai tempat penyerapan panas. ORC

tidak menggunakan suatu wadah untuk proses pembakaran sehingga tidak menghasilkan polusi udara akibat dari proses pembakaran. Persamaan yang digunakan untuk menentukan performa dari ORC yaitu dengan menggunakan hukum pertama dan kedua termodinamika. Untuk mendapatkan kerja output dan panas yang ditambahkan dapat ditentukan dengan menggunakan hukum kesetimbangan energi.

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i \left\{ u_i + p_i v_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right\} - \dot{m}_e \left\{ u_e + p_e v_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right\} \quad (2.1)$$

Untuk proses 1-2 terjadi pada pompa. Kerja dari pompa dapat ditentukan dengan rumus :

$$\dot{W}_P = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.2)$$

Dimana h_2 dan h_1 merupakan entalpi dari fluida kerja yang keluar dan masuk pompa.

Asumsi:

1. Setiap komponen dari siklus dianalisis sebagai volume kontrol pada kondisi tunak
2. Pompa beroperasi secara adiabatik, reversible dan prosesnya isentropik.

Untuk proses 2-3 terjadi pada evaporator. Pada evaporator terjadi proses evaporasi untuk mengubah liquid menjadi uap, panas rata-rata yang diberikan evaporator ke fluida kerja dapat ditentukan dengan rumus:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (2.3)$$

dimana h_3 dan h_2 merupakan entalpi dari fluida kerja yang keluar dan masuk evaporator.

Asumsi:

1. Setiap komponen dari siklus dianalisis sebagai volume kontrol pada kondisi tunak

2. Evaporator beroperasi secara inkompresible, reversible.

Untuk proses 3-4 terjadi pada turbin, power turbin dapat ditentukan dengan rumus:

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (2.4)$$

dimana h_3 dan h_4 merupakan entalpi dari fluida kerja yang keluar dan masuk turbin.

Asumsi:

1. Setiap komponen dari siklus dianalisis sebagai volume kontrol pada kondisi tunak
2. Turbin beroperasi secara adiabatik, reversible dan prosesnya isentropik

Untuk proses 4-1 terjadi pada kondensor, dimana panas yang hilang pada kondensor dapat ditentukan dengan rumus:

$$\dot{Q}_K = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (2.5)$$

dimana h_4 dan h_1 merupakan entalpi dari fluida kerja yang masuk dan keluar dari kondensor.

Asumsi:

1. Setiap komponen dari siklus dianalisis sebagai volume kontrol pada kondisi tunak
2. Kondensor beroperasi secara inkompresible, reversible.

Efisiensi dari siklus dapat dinyatakan sebagai rasio antara kerja bersih dari siklus dibagi dengan panas yang diberikan pada evaporator, dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\eta_{TH} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P}{\dot{Q}_E} \quad (2.6)$$

Oleh karena itu, dalam perancangan ORC secara keseluruhan untuk fluida kerja yang sama, kinerja dua

elemen utama yaitu pompa dan Turbin uap harus sangat diperhatikan. Estimasi kapasitas sistem, tekanan penguapan, dan tekanan pengembunan menentukan pemilihan pompa yang tepat untuk bisa mensupport kontinuitas kerja siklus serta performansi evaporator dan kondensor. Begitu juga dengan pemilihan turbin uap yang tepat sehingga mampu mengekspansi atau menurunkan tekanan dari fluida organik dan yang akan menghasilkan energi listrik bila di hubungkan ke generator. Unjuk kerja pompa dan turbin uap ini dapat meningkatkan efisiensi siklus.

2.2 Refrigeran

Refrigeran merupakan substansi dasar yang digunakan untuk keperluan pendinginan udara sampai unit-unit sistem refrigerasi. Dimana unit-unit refrigerasi banyak digunakan untuk daerah yang temperatur luas, pemilihan refrigerasi sebagai fluida kerja harus disesuaikan dengan jenis pompa yang dipakai, dan karakteristik termodinamika yang digunakan, diantaranya meliputi temperatur penguapan dan tekanan penguapan serta temperatur pengembunan dan tekanan pengembunan.

2.2.1 Persyaratan refrigeran:

1. Tekanan penguapannya harus cukup tinggi

Sebaiknya refrigeran memiliki temperatur penguapan pada tekanan yang lebih tinggi, sehingga dapat dihindari kemungkinan terjadinya vakum pada evaporator.

2. Tekanan pengembunan yang tidak terlampaui tinggi

Apabila tekanan pengembunannya rendah maka perbandingan kompresinya menjadi lebih rendah sehingga penurunan prestasi pompa dapat dihindarkan. Selain itu, dengan tekanan kerja yang lebih rendah, mesin dapat bekerja lebih aman karena kemungkinan terjadinya kebocoran, kerusakan, ledakan, dan sebagainya, menjadi lebih kecil.

3. Kalor laten penguapan harus tinggi

Refrigeran yang memiliki kalor laten penguapan tinggi lebih menguntungkan karena untuk kapasitas refrigerasi yang sama, jumlah refrigeran yang bersirkulasi menjadi lebih kecil.

4. Volume spesifik (terutama dalam fase gas) yang cukup kecil

Refrigeran dengan kalor laten penguapan yang besar dan volume spesifik gas yang kecil (berat jenis yang besar) akan memungkinkan penggunaan pompa dengan volume langkah torak yang lebih kecil. Dengan demikian, untuk kapasitas refrigerasi yang sama, ukuran unit refrigerasi yang bersangkutan menjadi lebih kecil. Namun, untuk unit pendinginan air sentrifugal yang kecil, lebih dikehendaki refrigeran dengan volume spesifik yang agak besar. Hal tersebut diperlukan untuk menaikkan jumlah gas yang bersirkulasi, sehingga dapat mencegah turunnya efisiensi pompa sentrifugal.

5. Koefisien Prestasinya harus tinggi

Dari segi karakteristik termodinamika pada refrigeran, koefisien prestasi merupakan parameter yang terpenting untuk menentukan biaya operasi.

6. Konduktifitas termal yang tinggi

Konduktivitas termal sangat penting untuk menentukan karakteristik perpindahan kalor.

7. Viskositas yang rendah dalam fase cair maupun fase gas

Dengan turunnya tahanan aliran refrigeran dalam pipa, kerugian tekanannya akan berkurang.

8. Konstanta dielektrika dari refrigeran yang kecil, tahanan listrik yang besar, serta tidak menyebabkan korosi pada material isolator listrik

9. Refrigeran hendaknya stabil dan tidak bereaksi dengan material yang dipakai, sehingga tidak menyebabkan korosi

10. Refrigeran tidak boleh beracun dan berbau merangsang

11. Refrigeran tidak boleh mudah terbakar dan mudah meledak

12. Refrigeran harus mudah dideteksi, jika terjadi kebocoran

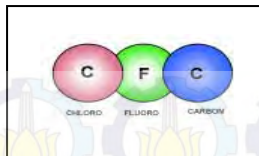
13. Harganya tidak mahal dan mudah diperoleh

Titik didih refrigeran merupakan indikator yang menyatakan apakah refrigeran dapat menguap pada temperatur rendah yang diinginkan, tetapi pada tekanan yang tidak terlalu rendah. Konduktifitas termal refrigeran yang tinggi, sangat baik untuk memindahkan panas. Hal ini berhubungan dengan dasar penggunaan tipe heat exchanger serta pemilihan material evaporator dan kondensor. Viskositas refrigeran yang rendah mengurangi beban pada pompa dalam sistem ini. Kalor Laten penguapan yang tinggi dan volume spesifik refrigeran yang kecil memungkinkan peningkatan kerja yang dihasilkan turbin semakin tinggi sehingga ada kecenderungan meningkatkan efisiensi siklus.

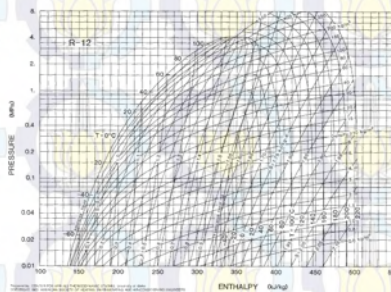
Pemilihan fluida kerja yang digunakan untuk siklus pembangkitan ORC ini terbagi dalam dua golongan yaitu CFC dan HCFC. Untuk golongan CFC menggunakan refrigeran CFC R-12 (Dichlorodifluorometane R12), sementara untuk golongan HCFC R-134a (Tetrafluoroethane R134a) dan HCFC R-152a (Difluoroethane R-152a).

2.2.2 Chlorofluorocarbons (CFCs)

Ada banyak Chlorofluorocarbon (CFC) tetapi yang paling umum digunakan untuk pengkondisian udara adalah R-11, R-12, R-113. CFC populer digunakan sampai pertengahan tahun delapan puluhan. Produksi CFC telah dihapus oleh Protokol Montreal sejak tahun 1995 dan sudah diterapkan di negara maju. Namun CFC masih diproduksi dan digunakan di negara-negara berkembang. CFC digunakan dalam proses kompresi uap dengan semua jenis kompresor. umunya CFC lebih stabil, aman (menurut standar refrigeran) untuk digunakan, tidak mudah terbakar dan efisien. Tapi CFC, dapat merusak lapisan ozon. Fluida yang digunakan untuk pembangkitan siklus ORC dari golongan CFC, yaitu refrigerant R-12. CFC R-12 sangat efisien dan diklasifikasikan sebagai A1 (toksisitas rendah - tidak ada propagasi api).



(a)



(b)

Gambar 2.7 (a)senyawa R-12 (b) P-h diagram R-12

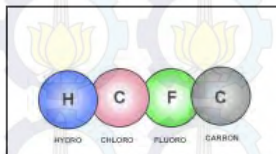
Table 2.1 Physical Properties R-12

Physical Properties of Refrigerants	CFC R-12
Product name	Dichlorodifluoroethane
Chemical formula	CCl_2F_2
Molecular Weight	120.91
Boiling Point	-29.8 °C
Freezing Point	-157 °C
Critical Temperatur	111.8 °C
Critical Pressure	4.12 Mpa
Ozon Depretion Potential	1

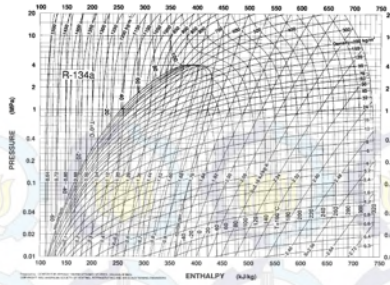
(ODP)	
Global Warming Potential (GWP) ($\text{CO}_2=1$)	8500
Latent Heat of Vapourisation at 101 kPa	165.4 kJ/kg
Vapour Pressure at 25°C	651.3 kPa
Liquid Density at 25°C	1310 kg/m ³
Vapour Density at 101 kPa	6.248 kg/m ³
Flammability Limit at 25°C	None
AHSRAE Standart 34-1997 Safety Rating	A1

2.2.3 Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs)

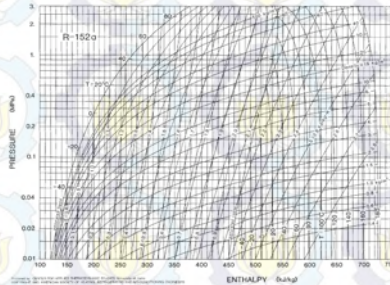
Hydrochlorofluorocarbons (HCFC) telah ada sejak CFC dibuat. HCFC R-22 dan HCFC R-123 adalah Refrigeran yang paling banyak digunakan di dunia. Dari golongan HCFC dipilih refrigerant R-134a dan R-152a. HCFC digunakan dalam proses kompresi uap untuk semua jenis kompresor. HCFC R-134a dan R-152a efisien dan diklasifikasikan sebagai B1 (toksisitas lebih tinggi - tidak ada propagasi api). Seperti CFC, refrigeran ini sedang bertahap untuk dihapuskan oleh Protokol Montreal. produksinya telah ditutup dan segera akan tidak digunakan di negara maju. Negara-negara berkembang juga mulai menghapus penggunaan refrigerant ini, tapi dalam waktu yang cukup lama.



(a)



(b)



(c)

Gambar 2.8 (a)senyawa R-134 dan R-152 (b) P-h diagram R-134a (c) P-h diagram R-152a

Tabel 2.2 Physical Properties R-134a

Physical Properties of Refrigerants	HCFC R-134a
Product name	Tetrafluoroethane R134a
Chemical formula	CH_2FCF_3
Molecular Weight	102.03
Boiling Point	-26.1°C
Freezing Point	-96 °C
Critical Temperatur	101.1 °C

Critical Pressure	4.06 Mpa
Ozon Depretion Potential (ODP)	0
Global Warming Potential (GWP) (CO ₂ =1)	1300
Latent Heat of Vapourisation at 101 kPa	216.1 kJ/kg
Vapour Pressure at 25°C	664 kPa
Liquid Density at 25°C	1206.3 kg/m ³
Vapour Density at 101 kPa	5.213 kg/m ³
Flammability Limit at 25°C	None
AHSRAE Standart 34-1997 Safety Rating	A1

Tabel 2.3 *Physical Properties R-152a*

Physical Properties of Refrigerants	HCFC R-152a
Product name	Difluoroethane
Chemical formula	CH ₃ CHF ₂
Molecular Weight	66.05
Boiling Point	-24 °C
Freezing Point	-87.8°C
Critical Temperatur	113.3 °C
Critical Pressure	4.52 Mpa
Ozon Depretion Potential (ODP)	0
Global Warming Potential (GWP) (CO ₂ =1)	140

Latent Heat of Vapourisation at 101 kPa	337.7 kJ/kg
Vapour Pressure at 25°C	614.3 kPa
Liquid Density at 25°C	889.2 kg/m ³
Vapour Density at 101 kPa	3.315 kg/m ³
Flammability Limit at 25°C	None
AHSRAE Standart 34-1997 Safety Rating	A2

2.3 Pemilihan pompa untuk *Organic Rankine Cycle*

Pompa adalah mesin yang berfungsi mengalirkan fluida melalui pipa dari satu tempat ke tempat lain. Spesifikasi pompa dinyatakan dengan jumlah fluida yang dapat dialirkan per satuan waktu dan tinggi energi angkat. dalam memilih suatu pompa untuk suatu tujuan tertentu, terlebih dahulu harus diketahui kapasitas aliran serta head yang diperlukan unntuk mengalirkan zat cair yang akan dipompa.

Selain itu agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, perlu ditaksir berapa tekanan minimum yang tersedia pada sisi masuk pompa yang terpasang pada instalasinya. Atas dasar tekanan isap ini maka putaran pompa dapat ditentukan. untuk beberapa data yang diperlukan dalam pemilihan spesifikasi pompa dapat dilihat pada table dibawah ini:

Tabel 2.4. Sspesifikasi pemilihan pompa:

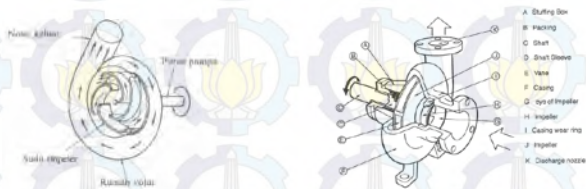
No	Data yang diperlukan	Keterangan
1	Kapasitas	Diperlukan keterangan mengenai kapasitas maksimum dan minimum
2	Kondisi isap	Tinggi isap dari permukaan air isap ke level pompa. Tinggi permukaan air isap Tekanan yang bekerja pada permukaan air isap

		Kondisi pipa isap
3	Kondisi keluar	Tinggi permukaan air keluar ke level pompa Tinggi fluktuasi permukaan air keluar Besarnya tekanan pada permukaan air keluar Kondisi pipa keluar
4	Head total pompa	Harus ditentukan berdasarkan kondisi-kondisi diatas
5	Jenis zat cair	Air tawar, air laut, minyak zat cair khusus (zat kimia), temperatur, berat jenis, viskositas, kandungan zat padat
6	Jumlah pompa	
7	Kondisi kerja	Kerja terus-menerus, terputus-putus, jumlah jam kerja seluruhnya dalam setahun
8	Penggerak	Motor listrik, motor bakar torak, turbin uap.
9	Poros tegak atau mendatar	Hal ini terkadang ditentukan oleh pabrik pompa
10	Tempat Instalasi	Pembatasan-pembatasan pada ruang instalasi ketinggian diatas permukaan air laut, diluar atau didalam gedung, fluktuasi temperatur.

2.3.1 Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal mempunyai konstruksi sedemikian rupa hingga aliran zat cair yang keluar dari impeller, akan melalui sebuah bidang tegak lurus poros pompa. Pompa sentrifugal merupakan pompa jenis dynamic, yaitu volume ruangnya tidak berubah. Waktu pompa bekerja, energi yang dimasukkan kedalam

fluida adalah energi kinetik sehingga perpindahan fluida terjadi akibat adanya perubahan kecepatan. Impeler dipasang pada satu ujung poros, dan pada ujung yang lain dipasang kopling untuk meneruskan daya sebagai penggerak. Poros ditumpu oleh dua buah bantalan. Sebuah packing atau perapat dipasang pada bagian rumah yang ditembus poros, untuk mencegah air membocor keluar atau udara masuk kedalam pompa namun selain paking dapat juga digunakan perapat mekanis. Adapun gambar Pompa Sentrifugal ditunjukkan pada gambar 2.9.



Gambar 2.9 Pompa dinamik (pompa sentrifugal)

Prinsip-prinsip dasar pompa sentrifugal ialah sebagai berikut:

- gaya sentrifugal bekerja pada impeller untuk mendorong fluida ke sisi luar sehingga kecepatan fluida meningkat
- kecepatan fluida yang tinggi diubah oleh *casing* pompa (*volute* atau *diffuser*) menjadi tekanan atau head

Pompa sentrifugal umumnya didesain untuk satu impeler, namun bila dengan satu impeler belum cukup untuk menghasilkan kapasitas yang diinginkan, maka dipakailah pompa dengan beberapa impeller yang diatur secara paralel. Untuk menseleksi jumlah tingkat yang dibutuhkan pompa, dapat didasarkan pada putaran spesifik.

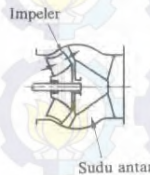
2.3.2 Klasifikasi pompa sentrifugal

Pompa Sentrifugal dapat diklasifikasikan menurut beberapa cara yaitu:

a. Menurut aliran didalam impeler

1. Pompa aliran campur

Pompa aliran campur secara diagramatik aliran zat cair didalam pompa waktu meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan kerucut (miring) didalam pompa aliran campur tersebut sehingga komponen kecepatannya berarah radial dan aksial. Salah satu ujung poros dimana impeller dipasang, ditumpu oleh bantalan dalam. Pada ujung yang lain dipasang kopling dengan sebuah bantalan luar didekatnya. Bantalan luar terdiri dari sebuah bantalan aksial dan bantalan radial, yang pada umumnya berupa bantalan gelinding. Adapun konstruksi yang sesungguhnya diperlihatkan dalam gambar 2.10.



Gambar 2.10. Pompa aliran Campur

2. Pompa aliran aksial

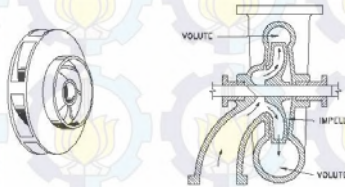
Pompa aliran aksial dimana aliran zat cair yang meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan silinder ke luar (arah aksial). Konstruksi pompa ini mirip pompa aliran campur kecuali bentuk impeler dan difusor keluarnya.



Gambar 2.11. Pompa aliran aksial

3. Pompa aliran radial

Pompa ini mempunyai konstruksi sedemikian sehingga aliran zat cair yang keluar dari impeler akan tegak lurus poros pompa (arah radial).

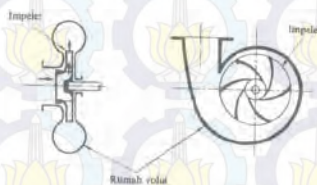


Gambar 2.12. Pompa aliran radial

b. Klasifikasi menurut bentuk rumah

1. Pompa volut

Sebuah pompa dimana zat cair dari impeler secara langsung dibawa kerumah volut, pompa volut dibedakan menjadi dua bagian:



Gambar 2.13. Pompa Volut

a. Single volut



Gambar 2.14. Pompa single volut

b. Double volut



Gambar 2.15. Pompa double volut

2. Pompa Difuser

Pompa difuser merupakan sebuah pompa sentrifugal yang dilengkapi dengan sudu difuser di keliling luar impelernya. Kontruksi bagian-bagian lain pompa ini adalah sama dengan pompa volut.

Karena sudu-sudu difuser, disamping memperbaiki efisiensi pompa, juga menambah kokoh rumah, maka konstruksi ini sering diapakai pada pompa besar dengan head tinggi.

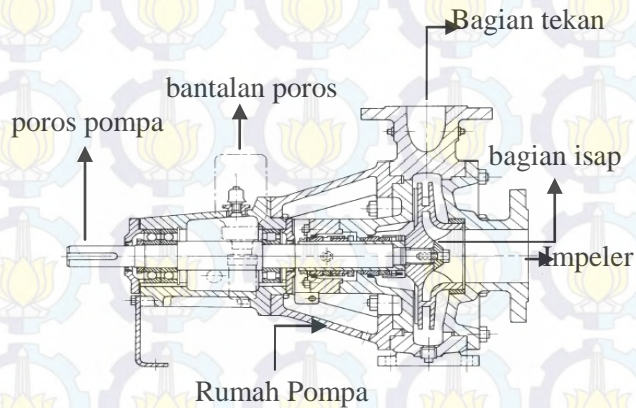
3. Pompa aliran campur jenis volut

Pompa ini mempunyai impeler jenis aliran campur dan sebuah rumah volut. disini tidak dipergunakan sudu-sudu difuser melainkan dipakai saluran yang lebar untuk mengalirkan zat cair. Dengan demikian pompa tidak mudah tersumbat oleh benda asing yang terhisap, sehingga pompa ini sangat sesuai untuk air limbah.

c. Klasifikasi menurut jumlah tingkat

1. Pompa satu tingkat

Pompa ini hanya mempunyai satu impeler, head total yang ditimbulkan hanya berasal dari satu impeler, relatif rendah.

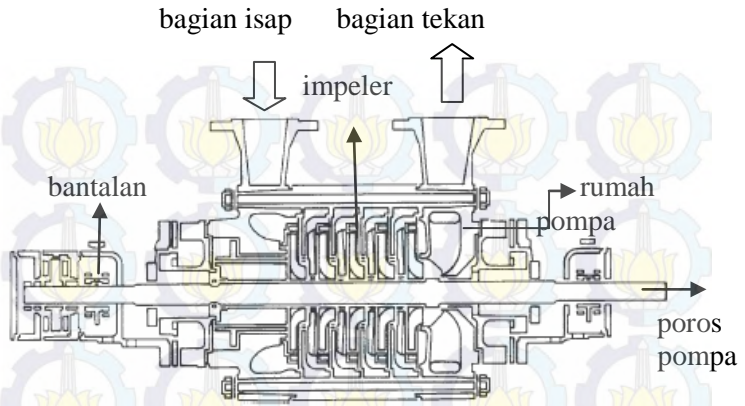


Gambar 2.16. pompa satu tingkat

2. Pompa bertingkat banyak

Pompa ini menggunakan beberapa impeler yang dipasang secara berderet (seri) pada satu poros. Zat cair yang keluar dari impeler pertama dimasukkan ke impeler berikutnya dan seterusnya, hingga impeler yang terakhir. head total pompa ini merupakan jumlahan dari head yang ditimbulkan oleh masing-masing impeler sehingga relatif tinggi.

Pada umumnya impeler-impeler tersebut dipasang menghadap ke satu arah pada poros. namun pemasangan semacam itu akan menimbulkan gaya aksial yang besar sehingga dalam beberapa hal diperlukan cara-cara tertentu untuk mengurangnya. Adapun gambar pompa bertingkat diperlihatkan pada gambar 2.17.

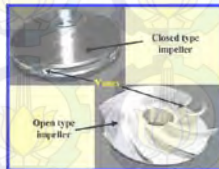


Gambar 2.17. Pompa bertingkat banyak.

d. Menurut jenis impeler

1. Impeler tertutup

Sudu-sudu ditutup oleh dua buah dinding yang merupakan satu kesatuan digunakan untuk pemompaan zat cair yang bersih atau sedikit mengandung kotoran.



Gambar 2.18. Impeler tertutup dan impeller terbuka

2. Impeler setengah terbuka

Impeler jenis ini terbuka disebelah sisi masuk (depan) dan tertutup di sebelahbelakangnya. Sesuai untuk memompa zat cair yang sedikit mengandung kotoran misalnya: air yang mengandung pasir, zat cair yang mengauskan, *slurry*, dll.

3. Impeler terbuka

Impeler jenis ini tidak ada dindingnya di depan maupun di belakang. Bagian belakang ada sedikit dinding yang disisakan untuk memperkuat sudu. Jenis ini banyak digunakan untuk pemompaan zat cair yang banyak mengandung kotoran.

e. Menurut letak poros

Menurut letak porosnya, pompa dapat dibedakan menjadi poros horisontal dan poros vertikal seperti pada gambar berikut ini :



Gambar 2.19. poros vertikal



Gambar 2.20. poros horisontal

2.3.3 Perancangan Pompa Sentrifugal

Pada perancangan siklus termodinamika ORC, dirancang sistem yang dapat menghasilkan 1 MW. Dalam hal ini, diperlukan pompa yang dapat mengalirkan fluida kerja refrigeran.

2.3.4 Menghitung kapasitas pompa

$$\dot{Q}_s = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (2.7)$$

dimana: \dot{m} : laju alir massa uap dalam $\frac{kg}{s}$
 ρ : kerapatan fluida dalam $\frac{kg}{m^3}$

2.3.5 Menghitung head pompa

$$H = \frac{\dot{W}_P}{\rho \times g \times \dot{Q}_s} \quad (2.8)$$

dimana: \dot{W}_P : daya pada pompa kW
 ρ : kerapatan fluida dalam $\frac{kg}{m^3}$
 g : percepatan gravitasi; diatas bumi $9.81 \frac{m}{s^2}$
 \dot{Q}_S : Kapasitas pompa dalam $\frac{m^3}{s}$

2.3.6 Menghitung jumlah stage pada pompa

Dari data yang ada ditentukan kecepatan spesifik pompa untuk mendapatkan jumlah stage pada pompa:

$$n_Q = nx \frac{\sqrt{\dot{Q}_S}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (2.9)$$

dimana: n : adalah kecepatan kerja/putar pompa yang telah dipilih, dalam menit⁻¹

\dot{Q}_S : kapasitas pompa (untuk semua tingkat adalah sama dalam $\frac{m^3}{s}$)
 H : Head pompa dalam m

2.3.7 Randemen efektif (η_e)

Dari nilai- nilai kecepatan spesifik yang telah didapatkan, kemudian di plot dalam gambar dibawah untuk mendapatkan randemen efektif yang sesuai dengan jumlah stage pada pompa.

2.3.8 Pemilihan roda jalan (impeler) dari pompa sentrifugal

Kecepatan spesifik merupakan notasi khusus untuk tanda pengenal bentuk roda. Istilah dan daerah kerja yang berlaku untuk masing – masing bentuk roda adalah sebagai berikut:

1. Roda putaran pelan, Roda tekanan tinggi, Roda radial n_Q
 10 sampai 30 menit⁻¹

2. Roda putaran menengah (medium), Roda tekanan menengah n_o 30 sampai 60 menit⁻¹
3. Roda putaran cepat, roda sekrup n_o 50 sampai 150 menit⁻¹
4. Roda putaran cepat, Roda Propeler dan Roda aksial n_o 110 sampai 500 menit⁻¹

2.4 Turbin Uap

Turbin uap adalah pesawat dengan aliran tetap (steady flow machine) dimana uap melalui nosel diekspansikan kesudu-sudu turbin dengan penurunan tekanan yang drastis sehingga terjadi perubahan energi kinetik pada uap. energi kinetik uap keluar nosel diberikan pada sudu-sudu turbin. Masalah - masalah pada steam turbin yang akan berujung pada berkurangnya efisiensi dan performansi harus dapat dideteksi dan dimonitor selama beroperasi. Performansi dari turbin dipengaruhi berbagai faktor termasuk komponen-komponen dari steam turbine dan sistem control atau instrumentation yang bekerja selama beroperasi. Efisiensi Steam Turbine dipengaruhi oleh diameter roda turbin, jumlah tingkat, panjang sudu, dan penampang bagian- bagian yang menghantarkan uap.

2.4.1 Klasifikasi Turbin Uap

Turbin uap dapat diklasifikasikan atas dasar:

- Ada tidak adanya kondensasi uap keluar turbin
- Jenis tingkatnya
- Arah alirannya

2.4.2 Klasifikasi Turbin Uap Menurut Ada Tidaknya Kondensasi Uap

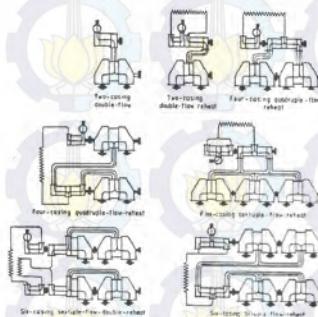
Menurut klasifikasi ini jenisnya ada dua, yaitu

1. Unit kondensasi uap air keluar lebih kecil dari tekanan atmosfer, dan
2. Tidak ada unit kondensasi uap keluar dengan tekanan lebih besar dari tekanan atmosfer.

2.4.3 Klasifikasi Turbin Uap Menurut Jenis Tingkatannya

Menurut klasifikasi ini turbin uap dapat digolongkan atas:

- Turbin Uap Tersusun Tandem (Tandem Compounding),
- Turbin Uap Tersusun Melintang (Cross Compounding).



Gambar 2.21. Rancangan Turbin susunan melintang

Jumlah casing (rumah) turbin tergantung kapasitas dan kondisi awal uap sehingga ekspansi yang lengkap dari uap biasanya dibagi satu, dua, atau tiga casing, sering kali dinamakan tekanan tinggi (hp), tekanan menengah (ip), dan tekanan rendah (lp).

Semua casing dapat dikopel bersama dan tenaga diambil dari satu desain poros tersusun tandem (tandem compound design), atau turbin dapat mempunyai dua atau terkadang tiga, desain poros tersusun melintang (cross compound design).

2.4.4 Klasifikasi Turbin Uap Menurut Arah Alirannya

Menurut arah aliran uap dalam turbin, dapat dibedakan atas:

- turbin aliran aksial (turbin aksi dan turbin reaksi)
- turbin aliran radial

2.4.5 Turbin Uap Impuls (aksi)

Uap mula-mula memasuki tingkat Curtis dengan kecepatan tersusun seperti pada turbin uap impuls. Uap memasuki tingkat ini melalui regulator, dan tanpa regulator pada bagian kedua, yaitu turbin tekanan tersusun impuls (Rateau). Pada setiap tingkat di Rateau, penurunan tekanan atau panas terjadi pada sudu-sudu tetap dan penurunan tekanan ini dikonversikan menjadi energi kinetik. Karena penurunan tekanan antara bagian masuk dan keluar sudu tetap adalah besar, maka diperlukan sealing yang efektif. Susunan yang demikian memerlukan rotor jenis piringan. Panjang aksial dari satu tingkat adalah relatif lebar karena rancangan diafragma piringan.

2.4.6 Turbin Uap Reaksi

Turbin uap reaksi biasanya juga memiliki tingkat Curtis pada awal turbin. Bagian kedua terbangun sebagai turbin tekanan tersusun reaksi (jenis Parsons). Penurunan tekanan tiap tingkat lebih rendah dari pada turbin impuls, sehingga turbin memerlukan tingkat lebih banyak, namun sudu-sudunya lebih murah. Karena penurunan tekanan dalam sudu tetap kecil, desain diafragma menjadi lebih sederhana dan piringannya adalah jenis drum. Efisiensi untuk satu tingkat sedikit lebih baik dari pada turbin impuls. Karena perbedaan tekanan dan konsekuensi akibat reaksi, turbin reaksi menghasilkan gaya aksial yang harus dipertimbangkan, dan sehingga diperlukan piston dummy.

2.4.7 Turbin Uap Aliran Radial

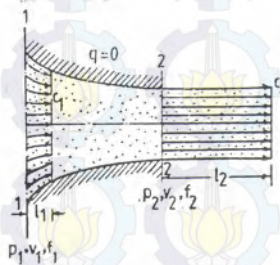
Turbin Ijungstrom adalah turbin uap aliran radial ke arah keluar. Panjang aksial sudu membesar ke arah radial untuk memberi kesempatan uap berekspansi. Jumlah rotor dalam casing adalah dua buah yang berputar berlawanan, dengan tiap rotor dihubungkan ke satu generator. Turbin ini tidak mempunyai sudu pengarah dan sudunya bertipe reaksi. Efisiensinya tinggi namun tidak dibuat untuk keluaran daya tinggi karena sudu yang terlalu

panjang pada bagian luar terkena tegangan benkok yang besar pada bagian akar sudu. Arah aliran uap adalah pada bidang tegak lurus sumbu mesin dan arahnya bisa masuk ataupun keluar.

2.4.8 Aliran Melalui Nosel

Persamaan energi

Nosel adalah saluran yang mempunyai luas permukaan yang bervariasi, sehingga dirancang untuk menurunkan tekanan dari bagian masuk ke bagian keluar untuk mempercepat aliran.



Gambar 2.22. Volume alir uap melalui nosel

Dari gambar 2.22 diatas:

- bagian masuk ditandai 1
- bagian keluar ditandai 2

sehingga persamaan energi untuk proses aliran dapat ditulis:

$$z_1 + \frac{c_1^2}{2} + u_1 + P_1 v_1 + q = z_2 + \frac{c_2^2}{2} + u_2 + P_2 v_2 + W \quad (2.10)$$

Dimana:

z_1 dan z_2 : energi potensial masuk dan keluar,

$\frac{c_1^2}{2}$ dan $\frac{c_2^2}{2}$: energi kinetik masuk dan keluar,

u_1 dan u_2 : energi dalam masuk dan keluar,

$P_1 v_1$ dan $P_2 v_2$: kerja aliran masuk dan keluar,

q : panas yang diambil dari sekeliling,

W : kerja luar (poros) yang bekerja.

Pengandaian untuk proses aliran uap pada kecepatan tinggi adalah :

- reversibel
- proses adiabatik
- $W = 0$
- perubahan energi potensial diabaikan ($z_1 = z_2$), sehingga persamaan energi (untuk 1 kg uap) menjadi:

$$u_1 + \frac{P_1 v_1}{j} + \frac{c_1^2}{2g_c j} = u_2 + \frac{P_2 v_2}{j} + \frac{c_2^2}{2g_c j} \quad (2.11)$$

dari definisi entalpi $h = u + \frac{Pv}{j}$ persamaan diatas menjadi:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2g_c j} = h_2 + \frac{c_2^2}{2g_c j} \quad (2.12)$$

atau

$$\frac{c_1^2}{2g_c j} - \frac{c_2^2}{2g_c j} = (h_2 - h_1) \quad (2.13)$$

2.4.9 Kecepatan Ideal

Dari persamaan rumus diatas, kenaikan energi kinetik uap dalam proses reversible adiabatik adalah sama dengan perbedaan entalpi pada awal dan akhir ekspansi. Perbedaan entalpi ($h_1 - h_2$) disebut penurunan entalpi isentropik (h_0), dan kenaikan energi kinetic merupakan available work yang dapat dipakai untuk menghasilkan momen pada poros turbin uap.

dari persamaan sebelumnya didapatkan:

$$c_2 = \sqrt{2g_c j h_0 + c_1^2} \quad (2.14)$$

bila $c_1 < c_2$ dapat diabaikan sehingga persamaan diatas menjadi

$$c_2 = \sqrt{2g_c j h_o} \quad (2.15)$$

Pada sistem MKS, harga $g_c = 9.8 \frac{kg.m}{kgf.s^2}$, $j = 427 \frac{m.kgf}{kkal}$

pada sistem British, , harga $g_c = 32.17 \frac{lbm.ft}{lbf.s^2}$, $j = 778.16 \frac{ft.kbf}{kkal}$
sehingga:

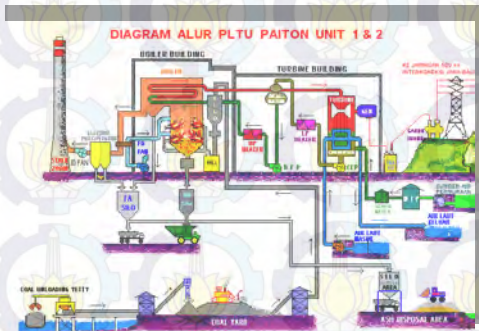
$$c_2 = 91.5\sqrt{h_o} \quad (\text{MKS}) \quad (2.16)$$

$$c_2 = 223.8\sqrt{h_o} \quad (\text{British}) \quad (2.17)$$

$$c_2 = 44.7\sqrt{h_o} \quad (\text{SI}) \quad (2.18)$$

2.5 Data PT.PJB Paiton

PT.PJB Paiton merupakan sebuah perusahaan pembangkit listrik yang berada di daerah paiton kota probolinggo. PT. PJB Paiton beroperasi sejak tahun 1994 dan memiliki kapasitas pembangkitan energi listrik sebesar 2 x 400 MW (unit 1 dan 2).



Gambar 2.23 Diagram Alur PLTU Paitom Unit 1 dan 2

Tabel 2.5 Temperatur Gas Buang di Stack

Tanggal	Flue Gas To Stack temperature	Tanggal	Flue Gas To Stack temperature
5/1/2009 0:00	143.7	5/1/2009 12:30	140.5
5/1/2009 0:30	143.1	5/1/2009 13:00	140.8
5/1/2009 1:00	142.9	5/1/2009 13:30	141.5
5/1/2009 1:30	142.4	5/1/2009 14:00	141.9
5/1/2009 2:00	142	5/1/2009 14:30	142
5/1/2009 2:30	141.5	5/1/2009 15:00	142.6
5/1/2009 3:00	140.7	5/1/2009 15:30	143.1
5/1/2009 3:30	140.2	5/1/2009 16:00	143.2
5/1/2009 4:00	139.3	5/1/2009 16:30	143.3
5/1/2009 4:30	139.3	5/1/2009 17:00	143.2
5/1/2009 5:00	139.1	5/1/2009 17:30	143.5
5/1/2009 5:30	137.6	5/1/2009 18:00	143.9

5/1/2009 6:00	137.8	5/1/2009 18:30	143.7
5/1/2009 6:30	137.6	5/1/2009 19:00	143.3
5/1/2009 7:00	137.6	5/1/2009 19:30	142.5
5/1/2009 7:30	137.7	5/1/2009 20:00	142.6
5/1/2009 8:00	138.1	5/1/2009 20:30	143.3
5/1/2009 8:30	138.1	5/1/2009 21:00	144.3
5/1/2009 9:00	138.2	5/1/2009 21:30	144.1
5/1/2009 9:30	137.8	5/1/2009 22:00	144
5/1/2009 10:00	138.3	5/1/2009 22:30	143.9
5/1/2009 10:30	138.2	5/1/2009 23:00	144.4
5/1/2009 11:00	139.2		
5/1/2009 11:30	139.4		
5/1/2009 12:00	140.2		

2.5.1 Data unit Pembangkitan Paiton

- Kapasitas Terpasang : 2 x 400 MW
- Bahan Bakar : Batu Bara
- Mulai Dibangun: 1988
- Mulai beroperasi: 1994

- Sumber Dana : IBRD, APBN, APLN
- Dana Pembangunan : \pm 1.059 juta US\$ (1.324 US\$/kW)

2.6 Penelitian Terdahulu

2.6.1 Penelitian Sanjayan

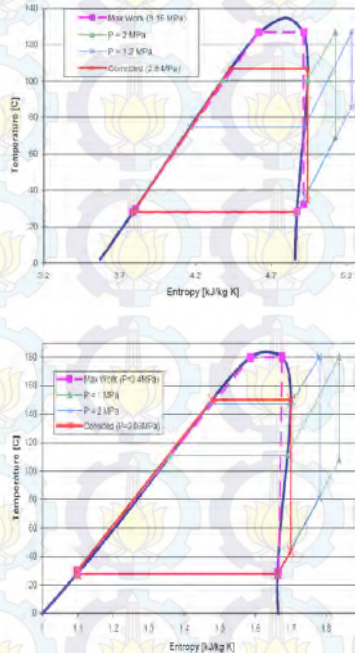
Sanjayan melakukan penelitian berjudul "*Renewable Energy Powered Organic Rankine Cycle*" tentang kinerja ORC dengan sumber panas tenaga surya menggunakan fluida kerja organik yaitu R-123 dan Isobutana. Dimana kolektor yang digunakan solar parabolic collector. Gambar 2.24 memperlihatkan desain siklus yang dilakukan.



Gambar 2.24. Skematik ORC Dengan Sumber Panas Sinar Matahari

Dari hasil penelitian diperoleh diagram T-s dari masing-masing fluida kerja yang digunakan, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.34 dibawah ini. Dari hasil percobaan yang ditunjukkan oleh gambar diagram T-s bahwa efisiensi siklus dengan menggunakan refrigeran R-123 lebih besar dari pada menggunakan Isobutana. Terlihat bahwa untuk R-123 efisiensinya 22,5% sedangkan untuk refrigeran Isobutana 20,72% hal ini disebabkan pada tekanan dan temperatur kerja yang sama untuk R-123 dan isobutana menunjukkan bahwa fluida kerja R-123 memiliki entalpi

yang lebih besar dari pada isobutana sehingga selisih penurunan entalpi juga besar dan R-123 memiliki konduktivitas panas yang lebih tinggi dari isobutana sehingga berpengaruh terhadap proses perpindahan panas.



Gambar 2.25. Diagram T-s dari fluida kerja Isobutana dan R-123

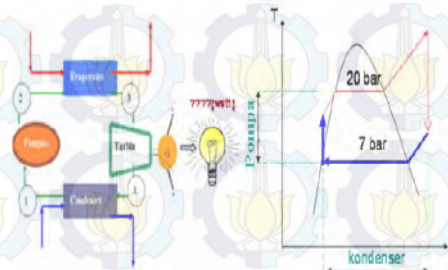
Tabel 2.6. Karakteristik Fluida kerja yang digunakan

Working Fluid	R123		
Condition	Max Work	Max Efficiency	Corrected Pres.
Mfm. cycle pres. [MPa]	0.10	0.10	0.10
Mfm. cycle temp. [°C]	28	28	28
Max. cycle pres. [MPa]	3.40	3.54	2.08
Max. cycle temp. [°C]	180	182	150
Turbine expansion ratio	34	35.4	20.8
Turbine volume flow ratio	50.6	60.2	71.2
Isen. exp. work [kJ/kg]	58.99	58.54	51.6
Wettest vapour quality	0.84	0.78	Superheated
Exhaust vapour quality	1	0.98	Superheated
Turbine mass flow [kg/s]	1	1	1
Cycle Efficiency [%]	25.63	25.90	22.15
Carnot Efficiency [%]	33.82	33.55	28.88

Working Fluid	Isobutane		
Condition	Max Work	Max Efficiency	Corrected Pres.
Min. cycle pres. [MPa]	0.38	0.38	0.38
Min cycle temp. [°C]	28	28	28
Max. cycle pres. [MPa]	3.16	3.40	2.25
Max. cycle temp. [°C]	127	132	107
Turbine expansion ratio	8.32	8.95	5.9
Turbine vol. flow ratio	12.5	17.6	7.0
Isen. exp. work [kJ/kg]	77.65	75.78	69.2
Wettest vapour quality	0.95	0.86	NA
Exhaust vapour quality	Superheated	Superheated	Superheated
Turbine mass flow [kg/s]	1	1	16.6
Cycle Efficiency [%]	18.57	18.85	20.72
Carnot Efficiency [%]	24.74	25.62	0.38

2.6.2 Penelitian Ricky Hutabarat

Penelitian yang dilakukan oleh **Ricky Hutabarat** dengan judul ” Desain kondensor dan pompa untuk pembangkitan listrik dengan metode Organic Rankine Cycle menggunakan fluida kerja R134 a”. Gambar 2.26 memperlihatkan desain siklus yang dilakukan.

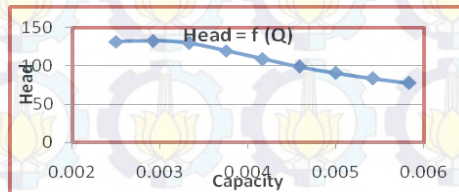


Gambar 2.26. (a) Siklus dasar Organic Rankine Cycle (b) Garis kerja pompa dan kondensor pada T-s diagram siklus ORC

Pada penelitian ini Evaporasi berlangsung pada tekanan tetap yaitu 20 bar sedangkan proses kondensasi berlangsung pada tekanan tetap 7 bar. kemudian rancangan compact heat exchanger dikondisikan pada range suction ke discharge yaitu 40 - 25°C. Sedangkan pada evaporator berkisar pada 70 - 90°C. Karena siklus berlangsung kontinu, pompa yang

digunakan adalah centrifugal pump. Oleh karena itu, pompa yang dipilih adalah pompa yang dapat bekerja untuk menaikkan tekanan fluida dari tekanan 7 bar ke 20 bar.

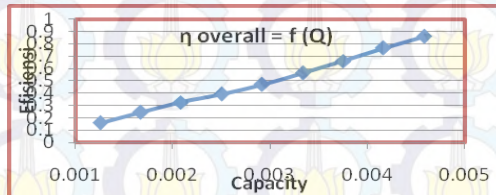
Dari hasil penelitian diperoleh grafik Analisa pengaruh kapasitas aliran terhadap Head Pompa, seperti terlihat pada gambar grafik 2.36. Pada uji performansi suatu pompa, maka dapat terlihat bahwa Head yang dihasilkan pompa akan cenderung turun oleh karena penambahan Debit aliran. Hal ini mengingat dengan semakin tingginya debit aliran, maka rugi-rugi cairan yang mengalir pada pipa saluran akan semakin besar juga. Besarnya kerugian akan membuat besar daya pompa yang dibutuhkan semakin besar pula. Maka jika diambil acuan daya pompa yang telah dirancang, dengan debit aliran yang semakin besar oleh penambahan laju aliran massa maka akan ditimbulkan rugi aliran yang semakin besar sehingga Head yang dihasilkan akan semakin kecil.



Gambar 2.27. Analisa pengaruh kapasitas aliran terhadap Head Pompa

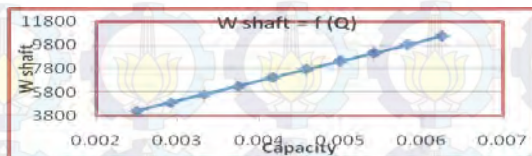
Kemudian juga didapatkan grafik Analisa pengaruh kapasitas aliran terhadap efisiensi overall pompa, seperti terlihat pada gambar 2.37. Dari grafik dapat dianalisa bahwa Efisiensi Pompa merupakan perkalian semua efisiensi yaitu efisiensi volumetris, mekanis, dan hidraulis. Untuk efisiensi mekanis kita mengasumsikan $\eta_m = 0.9$ dimana efisiensi mekanis didapat dari efisiensi rotasi dan gesek poros pompa. Untuk efisiensi volumetris maka merupakan perbandingan antara debit aktual dengan debit teoritis. Dengan semakin meningkatnya laju aliran massa, maka akan semakin meningkatkan debit yang

harus dialirkan oleh pompa yang telah dirancang sehingga efisiensi volumetris juga akan semakin besar.



Gambar 2.28. Analisa pengaruh kapasitas aliran terhadap efisiensi overall pompa

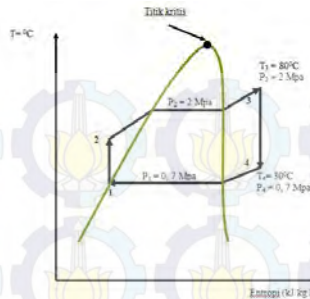
Selain itu juga didapatkan grafik Analisa pengaruh kapasitas aliran terhadap daya poros pompa, seperti terlihat pada gambar 2.38. dari grafik dapat dianalisa bahwa dengan peningkatan laju aliran massa, maka semakin memperbesar debit fluida yang harus dialirkan pompa. Semakin besarnya debit tersebut memperbesar daya fluida yang harus dipindahkan oleh pompa. Peningkatan laju alir massa juga akan memperbesar losses yang terjadi pada pompa. Oleh karena itu, dengan debit yang semakin besar untuk dapat menggerakkan impeller memindahkan debit tersebut hingga head tertentu, dibutuhkan daya poros pompa yang semakin besar juga.



Gambar 2. 29. Analisa pengaruh kapasitas aliran terhadap daya poros pompa.

2.6.3 Penelitian Frans Aprio Maruli P

Penelitian yang dilakukan oleh **Frans Aprio Maruli P** dengan judul " Desain Evaporator dan Turbin Uap pada Organic Rankine Cycle dengan Fluida Kerja R-134 A". Gambar 2.39 memperlihatkan desain siklus yang dilakukan.



Gambar 2.30. Desain Utama Organic Rankine Cycle

Dari desain utama *organic rankine cycle* diatas maka melalui tabel properties untuk refrigeran R-134a didapatkan properties untuk masing-masing tingkat keadaan antara lain:

Tabel 2.7. Properties untuk masing-masing tingkat keadaan

TK	P [bar]	T [C]	h [kJ/kg]	s [kJ/K·kg]	Fase
1	7	26.7	86.78	0.3242	saturated liquid
2	20	27.45	89.99	0.3242	Subcool
3	20	80	295.795	0.9447	Superheated
4	7	33.483	272.432	0.9447	Superheated

Pada penelitian ini menganalisa perpindahan panas dengan metode beda temperatur rata-rata logaritmik dilakukan untuk mendapatkan dimensi dari 3 region yaitu region 1 (zona subdingin), region 2 (zona evaporasi), serta region 3 (zona superpanas). aliran di dalam tube di desain sesuai dengan kecepatan maksimum yang diijinkan untuk aliran di dalam tube karena vibrasi sehingga jumlah baris dapat diketahui. Selain itu juga melakukan Pemilihan turbin uap untuk Organik Rankine cycle menggunakan analisa segitiga kecepatan untuk mendapatkan efisiensi relatif dari turbin yang akan dipilih. Analisa penurunan kalor pada nosel dan sudu gerak dilakukan untuk mendapatkan efisiensi overall turbin sehingga dari dua analisa tersebut didapatkan dimensi turbin uap yang sesuai dengan sistem ini.

Sehingga pada Perancangan organic rankine cycle dengan daya keluaran 100 KWe menghasilkan dimensi evaporator yang mampu membangkitkan 1029 Kw uap dengan dimensi 15.75" x 15" x 17.5 dengan panjang tube untuk region 1 sebesar 307.05", region 2 sebesar 988.64" dan region 3 sebesar 149.21". Pada pemilihan turbin didapatkan efisiensi hasil perancangan turbin sebesar 79%, selain itu juga didapatkan diameter minimum dan diameter maksimum nozzle untuk turbin uap sebesar 23 mm dan 27 mm, diameter turbin 0.62 m dan tinggi sudu sebesar 30 mm.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Studi dilakukan dengan menitikberatkan pada pemilihan pompa serta pemilihan turbin uap yang tepat bagi instalasi siklus dasar *Organic Rankine Cycle* (ORC) yang menggunakan variasi fluida kerja Refrigeran R-12, R-134a, R152a. Pemilihan turbin uap dilakukan melalui analisa secara termodinamika dan perpindahan panas. Sedangkan pemilihan pompa didasarkan pada analisa termodinamika yang tepat.

3.1 Analisa energi pada *Organic Rankine Cycle*

Analisa pada tiap komponen pada sistem ORC ini menggunakan Hukum Termodinamika I yang digunakan untuk mencari output yang berupa kerja dan panas yang dikeluarkan maupun yang diterima oleh sistem ini. Persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut :

$$\sum_i E_i + \dot{Q} = \sum_o E_o + \dot{W} \quad (3.1)$$

a) *Proses 1-2 (Pompa)*

Refrigeran keluar dari kondensor pada titik 1 kemudian dipompa menuju ke evaporator menggunakan pompa. Dengan mengambil control volume dari pompa dan mengasumsikan bahwa pompa bekerja secara isentropik maka digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{W}_P = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.2)$$

b) *Proses 2-3 (Evaporator)*

Evaporator memanaskan refrigeran dari keluaran pompa menuju ke masukan turbin. Dengan mengambil control

volume dari evaporator, maka besar perpindahan panas yang terjadi pada refrigeran tersebut adalah sebagai berikut :

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (3.3)$$

Di mana h_3 and h_2 adalah entalphi dari refrigeran saat keluar dan masuk dari evaporator.

c) **Proses 3-4 (Turbin)**

Uap dari evaporator pada titik 3, dengan temperatur dan tekanan yang tinggi, masuk menuju turbin kemudian diekspansikan untuk masuk ke kondensor pada titik 4. Dengan mengambil control volume pada turbin dan mengasumsikan bahwa turbin bekerja secara isentropik, maka daya turbin dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (3.4)$$

Di mana h_3 dan h_4 adalah entalphi dari refrigeran ketika masuk dan keluar turbin saat kondisi ideal.

d) **Proses 4-1 (Kondensor)**

Panas yang dikeluarkan dari sistem bisa dihitung dengan persamaan :

$$\dot{Q}_K = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (3.5)$$

e) **Efisiensi Siklus**

Efisiensi siklus didefinisikan sebagai rasio perbandingan dari daya yang dibutuhkan oleh sistem dengan panas yang dibutuhkan oleh sistem. Nilai dari efisiensi siklus ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$\eta_{TH} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P}{\dot{Q}_E} \quad (3.6)$$

3.2 Analisa Pemanfaatan *Waste Energy Recovery* di PLTU PT. PJB Paiton

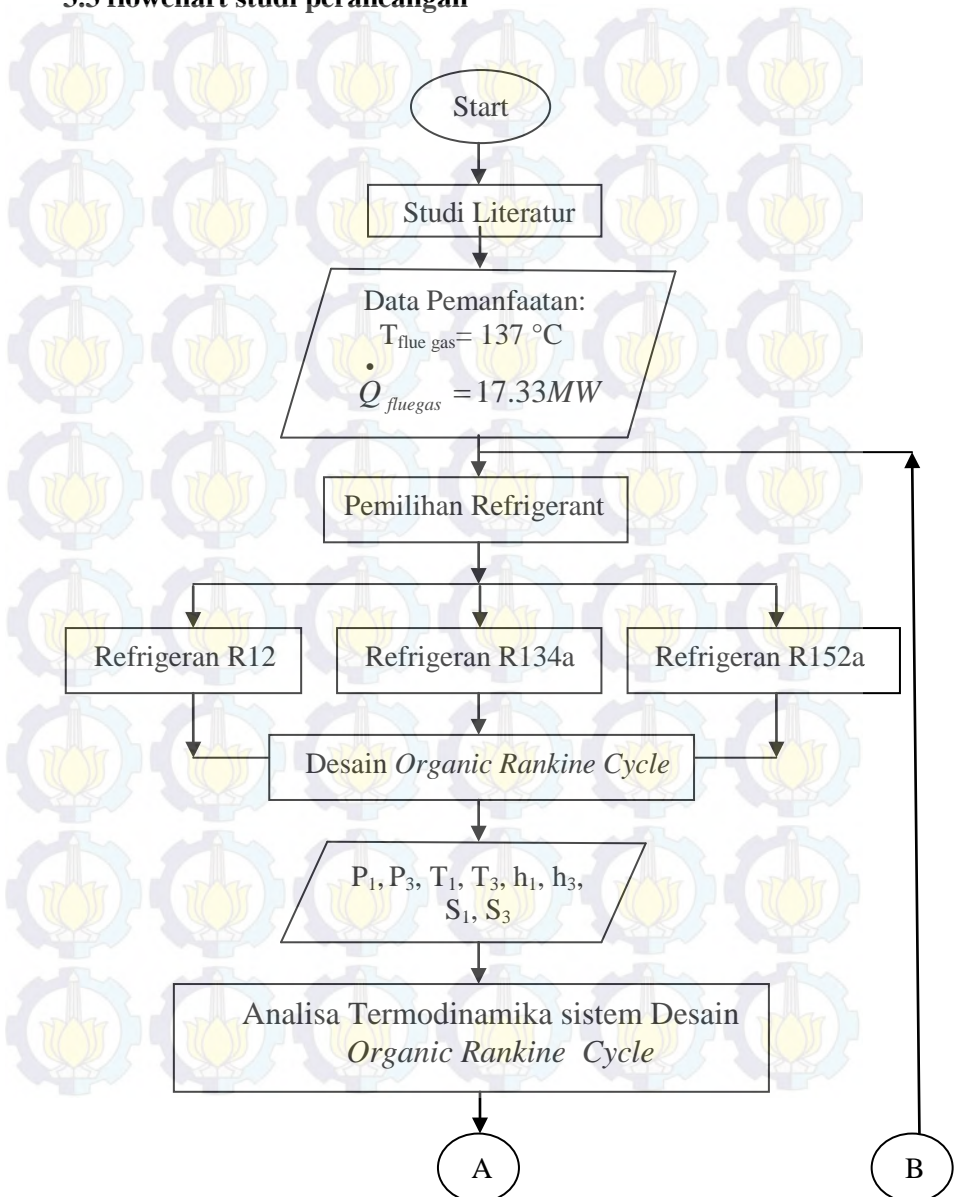
Peninjauan serta pengambilan data Pemanfaatan *Waste Energi Recovery* dilakukan di PT. PJB Paiton kota Probolinggo. Kemudian dari data – data tersebut diolah dan dianalisa secara termodinamika dan menggunakan *Organic Rankine Cycle* dalam proses pemilihan pompa dan turbin uap.

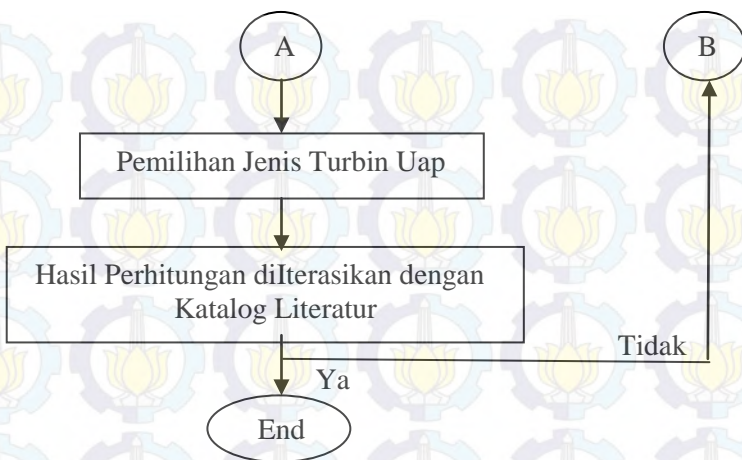
Data Pemanfaatan *Waste Energi Recovery* yang didapat di PLTU PT.PJB Paiton meliputi:

1. Temperatur gas buang : 137 °C
2. Temperatur yang diijinkan keluar dari stack menurut baku mutu lingkungan : 110 °C
3. mass flow rate : $581 \frac{kg}{s}$
4. Kalor Spesifik (Cp) dari Temperatur gas buang sebesar
 $137\text{ °C} : 1.015 \frac{kJ.kg}{K}$
5. Sehingga Potensi Panas *Waste Energy Recovery* yang dapat dimanfaatkan dari gas buang PLTU Paiton Sebesar :
 17.33MW

(data diatas didapatkan dari Perhitungan Potensi Panas *Waste Energy Recovery* terdapat pada Lampiran).

3.3 flowchart studi perancangan





Gambar 3.1. flowchart studi perancangan

3.4 Pemilihan Pompa

Setelah dianalisa untuk ketiga refrigerant R-12, R-134a, R-152a, didapat η_{th} terbesar yang selanjutnya akan digunakan dalam Proses Pemilihan Pompa. secara garis besar proses pemilihan pompa meliputi:

1. Menghitung kapasitas pompa

$$\dot{Q}_s = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (3.7)$$

2. Menghitung head pompa

$$H = \frac{\dot{W}_p}{\rho \times g \times \dot{Q}_s} \quad (3.8)$$

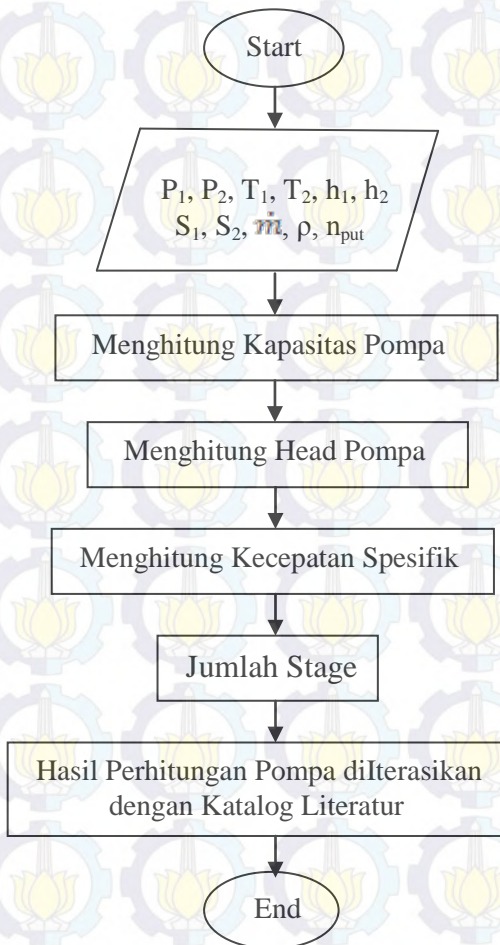
3. Menghitung jumlah stage pada pompa

Dari data yang ada ditentukan kecepatan spesifik pompa untuk mendapatkan jumlah stage pada pompa:

$$n_Q = nx \frac{\sqrt{\dot{Q}_s}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (3.9)$$

4. Memplotkan nilai n_Q pada Grafik efisiensi pompa sebagai fungsi kecepatan spesifik dengan tujuan untuk mendapatkan randemen efektif yang sesuai dengan jumlah stage pada pompa.

5. Mengiterasikan hasil perhitungan dengan katalog pompa pada literatur.



Gambar 3.2 Flowchart Pemilihan Pompa

3.5 Proses Pemilihan Turbin Uap

Secara garis besar diagram alir proses pemilihan turbin uap dapat dijelaskan sebagai berikut:

1. Menghitung kecepatan absolute uap saat meninggalkan nosel:

$$c_o = 44.7 x \sqrt{\Delta h} \quad (3.10)$$

2. Menghitung kecepatan absolute uap saat memasuki turbin:

$$c_1 = c_o x \varphi \quad (3.11)$$

3. Menghitung kecepatan keliling:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2} x \cos \alpha \quad (3.12)$$

4. Menghitung rotor turbin D_m :

$$u = \frac{\pi x D_m x n}{60} \quad (3.13)$$

5. Menghitung jumlah stage :

$$\Delta EK_{tiaptingkat} = \frac{\dot{m} x \Delta V^2}{2 x g_c} \quad (3.14)$$

6. Mengiterasikan hasil perhitungan dengan katalog turbin uap pada literatur



Gambar 3.3 Flowchart Pemilihan Turbin Uap

Tabel 3.1 Tabel Alokasi Waktu Peyelelesaian Tugas Akhir

[illegible]

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN DATA

4.1 Data Perencanaan

Data-data yang akan digunakan untuk pemilihan pompa dan turbin uap adalah data pada saat perencanaan desain utama *Organic Rankine Cycle* (ORC) secara termodinamika.

4.1.1 Desain *Organic Rankine Cycle* (ORC) untuk refrigerant R-12

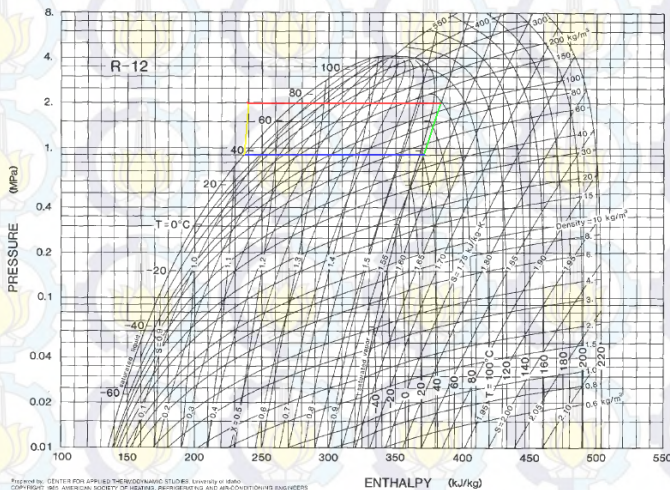


Fig. 2 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 12

Gambar 4.1 Desain ORC pertama untuk Refrigerant R-12

Dari desain *Organic Rankine Cycle* diatas maka melalui tabel properties untuk refrigeran R-12 didapatkan properties untuk masing-masing tingkat keadaan antara lain:

Tabel 4.1 Properties untuk masing-masing tingkat keadaan desain ORC R-12

TK	P [bar]	T [C]	h [kJ/kg]	s [kJ/K-kg]	Fase
1	9	38	238.36	1.140	Saturated Liquid
2	20	40	241.00	1.140	Subcool
3	20	75	381.77	1.550	Superheated
4	9	42	372.00	1.550	Superheated

Sistem ini dirancang untuk menghasilkan energi listrik sebesar 1MW.

maka laju aliran massa uap yang mengalir pada sistem adalah:

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{cycle}}{\dot{W}_T - \dot{W}_P}$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{CYCLE}}{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}$$

$$\dot{m} = \frac{1000kW}{(381.77 - 372.00) \frac{kJ}{kg} - (241.00 - 238.36) \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{m} = 140.25 \frac{kg}{s}$$

Sehingga daya pada pompa adalah sebesar:

$$\dot{W}_P = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_P = 140.25 \frac{kg}{s} \times (241.00 - 238.36) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_P = 370.27kW$$

Daya pada turbin uap:

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_3 - h_4)$$

$$\dot{W}_T = 140.25 \frac{kg}{s} \times (381.77 - 372.00) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_T = 1370.27 kW$$

Laju aliran perpindahan kalor pada evaporator:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_3 - h_2)$$

$$\dot{Q}_E = 140.25 \frac{kg}{s} \times (381.77 - 241.00) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_E = 19743.34 kW$$

Laju aliran perpindahan kalor pada kondensor:

$$\dot{Q}_K = \dot{m}(h_4 - h_1)$$

$$\dot{Q}_K = 140.25 \frac{kg}{s} \times (372.00 - 238.36) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_K = 18743.34 kW$$

Sedangkan efisiensi thermal dari sistem yang direncanakan adalah sebesar:

$$\eta_{TH} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P}{\dot{Q}_E}$$

$$\eta_{TH} = \frac{\dot{m}(h_3 - h_4) - \dot{m}(h_2 - h_1)}{\dot{m}(h_3 - h_2)}$$

$$\eta_{TH} = \frac{(381.77 - 372.00) \frac{kJ}{kg} - (241.00 - 238.36) \frac{kJ}{kg}}{(381.77 - 241.00) \frac{kJ}{kg}}$$

$$\eta_{TH} = 0.07 \text{ atau sebesar } 7\%$$

4.1.2 Desain *Organic Rankine Cycle* (ORC) untuk refrigerant R-134a

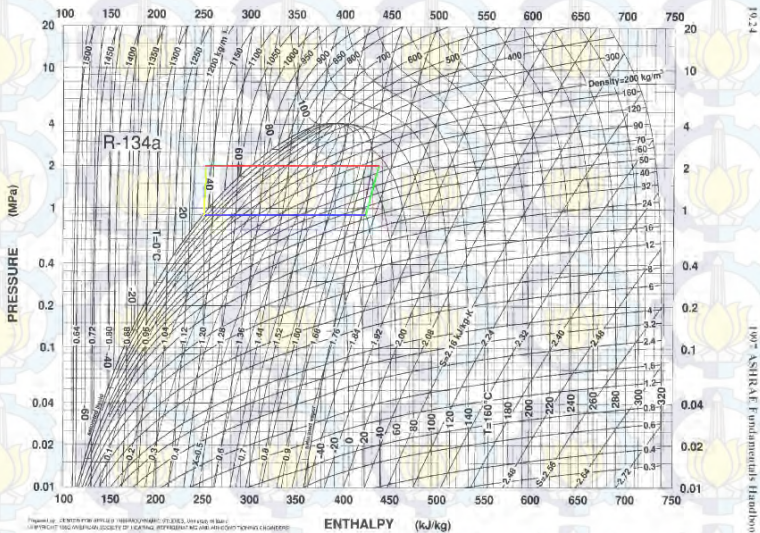


Fig. 12 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant R134a

Gambar 4.2 Desain ORC pertama untuk Refrigerant R-134a

Dari desain *Organic Rankine Cycle* diatas maka melalui tabel properties untuk refrigeran R-134a didapatkan properties untuk masing-masing tingkat keadaan antara lain:

Tabel 4.2 Properties untuk masing-masing tingkat keadaan desain ORC R134a

TK	P [bar]	T [C]	h [kJ/kg]	s [kJ/K·kg]	Fase
1	9	36	250.41	1.170	Saturated Liquid
2	20	38	252.00	1.170	Subcool
3	20	68	428.61	1.700	Superheated
4	9	40	420.00	1.700	Superheated

Sistem ini dirancang untuk menghasilkan energi listrik sebesar 1MW.

maka laju aliran massa uap yang mengalir pada sistem adalah:

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{cycle}}{\dot{W}_T - \dot{W}_P}$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{CYCLE}}{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}$$

$$\dot{m} = \frac{1000kW}{(428.61 - 420.00) \frac{kJ}{kg} - (252.00 - 250.41) \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{m} = 142.45 \frac{kg}{s}$$

Sehingga daya pada pompa adalah sebesar:

$$\dot{W}_P = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_P = 142.45 \frac{kg}{s} \times (252.00 - 250.41) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_P = 226.50kW$$

Daya pada turbin uap:

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_3 - h_4)$$

$$\dot{W}_T = 142.45 \frac{kg}{s} \times (428.61 - 420.00) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_T = 1226.50kW$$

Laju aliran perpindahan kalor pada evaporator:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_3 - h_2)$$

$$\dot{Q}_E = 142.45 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (428.61 - 252.00) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q}_E = 25158.12 \text{ kW}$$

Laju aliran perpindahan kalor pada kondensor:

$$\dot{Q}_K = \dot{m}(h_4 - h_1)$$

$$\dot{Q}_K = 142.45 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (420.00 - 250.41) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q}_K = 24158.12 \text{ kW}$$

Sedangkan efisiensi thermal dari sistem yang direncanakan adalah sebesar:

$$\eta_{TH} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P}{\dot{Q}_E}$$

$$\eta_{TH} = \frac{\dot{m}(h_3 - h_4) - \dot{m}(h_2 - h_1)}{\dot{m}(h_3 - h_2)}$$

$$\eta_{TH} = \frac{(428.61 - 420.00) \frac{kJ}{kg} - (252.00 - 250.41) \frac{kJ}{kg}}{(428.61 - 252.00) \frac{kJ}{kg}}$$

$\eta_{TH} = 0.06$ atau sebesar 6%

4.1.3 Desain *Organic Rankine Cycle (ORC)* untuk refrigerant R-152a

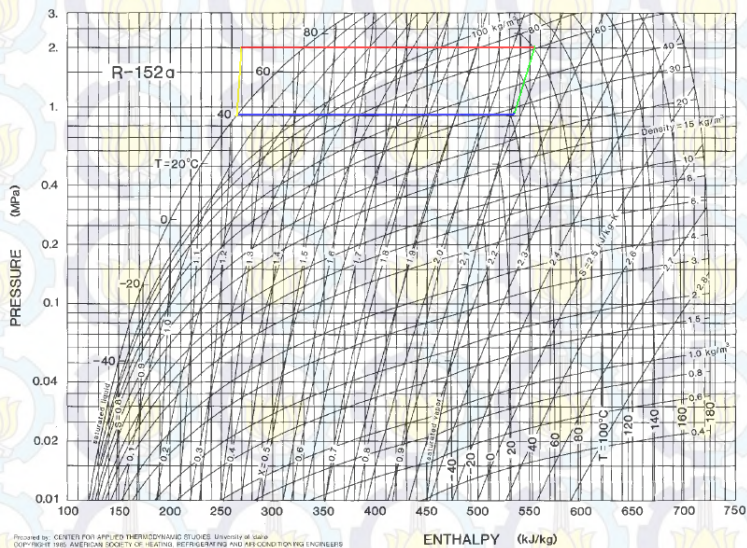


Fig. 15 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 152a

Gambar 4.3 Desain ORC pertama untuk Refrigerant R-152a

Dari desain *organic rankine cycle* diatas maka melalui tabel properties untuk refrigeran R-152a didapatkan properties untuk masing-masing tingkat keadaan antara lain:

Tabel 4.3 Properties untuk masing-masing tingkat keadaan desain ORC R152a

TK	P [bar]	T [C]	h [kJ/kg]	s [kJ/K-kg]	Fase
1	9	40	264.69	1.230	Saturated Liquid
2	20	42	268.00	1.230	Subcool
3	20	82	558.16	2.080	Superheated
4	9	44	538.00	2.080	Superheated

Sistem ini dirancang untuk menghasilkan energi listrik sebesar 1MW.

maka laju aliran massa uap yang mengalir pada sistem adalah:

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{cycle}}{\dot{W}_T - \dot{W}_P}$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{CYCLE}}{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}$$

$$\dot{m} = \frac{1000kW}{(558.16 - 538.00)\frac{kJ}{kg} - (268.00 - 264.69)\frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{m} = 59.35 \frac{kg}{s}$$

Sehingga daya pada pompa adalah sebesar:

$$\dot{W}_P = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_P = 59.35 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (268.00 - 264.69) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{W}_P = 196.44 \text{ kW}$$

Daya pada turbin uap:

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_3 - h_4)$$

$$\dot{W}_T = 59.35 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (558.16 - 538.00) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{W}_T = 1196.44 \text{ kW}$$

Laju aliran perpindahan kalor pada evaporator:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_3 - h_2)$$

$$\dot{Q}_E = 59.35 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (558.16 - 268.00) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q}_E = 17220.18 \text{ kW}$$

Laju aliran perpindahan kalor pada kondensor:

$$\dot{Q}_K = \dot{m}(h_4 - h_1)$$

$$\dot{Q}_K = 58.82 \frac{kg}{s} (538.00 - 264.69) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_K = 16220.18 kW$$

Sedangkan efisiensi thermal dari sistem yang direncanakan adalah sebesar:

$$\eta_{TH} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P}{\dot{Q}_E}$$

$$\eta_{TH} = \frac{\dot{m}(h_3 - h_4) - \dot{m}(h_2 - h_1)}{\dot{m}(h_3 - h_2)}$$

$$\eta_{TH} = \frac{(558.16 - 538.00) \frac{kJ}{kg} - (268.00 - 264.69) \frac{kJ}{kg}}{(558.16 - 268.00) \frac{kJ}{kg}}$$

$$\eta_{TH} = 0.08 \text{ atau sebesar } 8\%$$

kemudian desain *Organic Rankine Cycle* dari ketiga refrigeran diatas divariasikan data dengan tekanan pengembunan sebesar 9 bar, 8 bar, dan 7 bar. Sehingga didapatkan hasil perbandingan sebagai berikut:

Tabel 4.4. Tabel perbandingan desain *Organic Rankine Cycle* refrigeran R12, R134a dan R152a:

Tabel perbandingan							
Proses Siklus ORC		m (Kg/s)	W _p (kW)	W _T (kW)	Q _E (kW)	Q _K (kW)	η _{TH} (%)
R12	ORC 1	140.25	370.27	1370.3	19743.34	18743.34	7%
	ORC 2	120.34	416.37	1416.4	17541.52	16541.52	8%
	ORC 3	93.72	290.53	1290.5	14130.27	13130.27	9%
R134a	ORC 1	142.45	226.50	1226.50	25158.12	24158.12	6%
	ORC 2	109.77	164.65	1164.65	20045.01	19045.01	7%
	ORC 3	87.87	108.08	1108.1	16573.81	15573.81	8%
R152a	ORC 1	59.35	196.44	1196.4	17220.18	16220.18	8%
	ORC 2	49.16	187.81	1187.81	14560.47	13560.47	9%
	ORC 3	40/63	62.98	1063	12359.20	11359.20	10%

Sehingga dalam perencanaan awal diatas dalam proses pemilihan refrigerant dipilih refrigerant R-152a dikarenakan didapatkan hasil $\eta_{TH} = 0.10$ atau sebesar 10%. kemudian dengan desain Organic Rankine Cycle untuk menghasilkan energi listrik sebesar 1MW adalah desain Organic Rankine Cycle ketiga pada refrigerant R-152a.

4.2 Pemilihan Pompa

Proses pemilihan pompa dengan Organic Rankine Cycle, analisa perhitungannya sebagai berikut:

- Menghitung Kapasitas Pompa

$$\dot{Q}_s = \frac{\dot{m}_{152a}}{\rho_{152a}}$$

$$\dot{Q}_s = \frac{40.63 \frac{kg}{s}}{881.1 \frac{kg}{m^3}}$$

$$\dot{Q}_s = 0.047 \frac{m^3}{s}$$

- Menghitung Head Pompa

$$H = \frac{\dot{W}_P}{\rho_{152a} \times g \times \dot{Q}_s}$$

$$H = \frac{62.98 kW}{881.1 \frac{kg}{m^3} \times 9.8 \frac{m}{s^2} \times 0.047 \frac{m^3}{s}}$$

$$H = 156m$$

- Menghitung Kecepatan Spesifik

Untuk pompa satu tingkat

$$n_Q = nx \frac{\sqrt{\dot{Q}_s}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

$$n_Q = 3000x \frac{\sqrt{0.047 \frac{m^3}{s}}}{156^{\frac{3}{4}} m}$$

$$n_Q = 15 / \text{menit}$$

Untuk pompa dua tingkat

$$n_Q = nx \frac{\sqrt{\dot{Q}_s}}{\frac{H^{\frac{3}{4}}}{2}}$$

$$n_Q = 3000x \frac{\sqrt{0.047 \frac{m^3}{s}}}{\frac{156^{\frac{3}{4}} m}{2}}$$

$$n_Q = 25 / \text{menit}$$

Untuk pompa tiga tingkat

$$n_Q = nx \frac{\sqrt{\dot{Q}_s}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

$$n_Q = 3000x \frac{\sqrt{0.047 \frac{m^3}{s}}}{\frac{156^{\frac{3}{4}} m}{3}}$$

$$n_Q = 34 / \text{menit}$$

Untuk pompa empat tingkat

$$n_Q = nx \frac{\sqrt{\dot{Q}_s}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

$$n_Q = 3000x \frac{\sqrt{0.047 \frac{m^3}{s}}}{\frac{156^{\frac{3}{4}} m}{4}}$$

$$n_Q = 42 / \text{menit}$$

Untuk pompa lima tingkat

$$n_Q = nx \frac{\sqrt{\dot{Q}_s}}{\frac{H^{\frac{3}{4}}}{5}}$$

$$n_Q = 3000x \frac{\sqrt{0.047 \frac{m^3}{s}}}{\frac{156^{\frac{3}{4}} m}{5}}$$

$$n_Q = 49 / \text{menit}$$

Untuk pompa enam tingkat

$$n_Q = nx \frac{\sqrt{\dot{Q}_s}}{\frac{H^{\frac{3}{4}}}{6}}$$

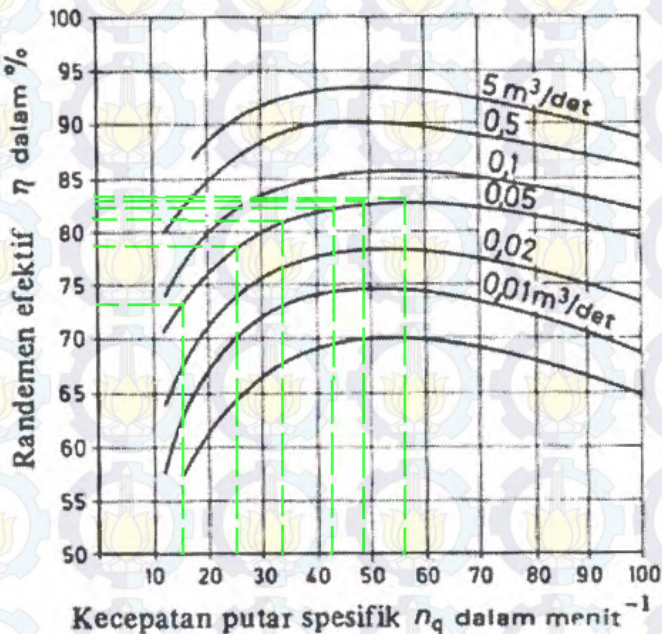
$$n_Q = 3000x \frac{\sqrt{0.047 \frac{m^3}{s}}}{\frac{156 m^{\frac{3}{4}}}{6}}$$

$$n_Q = 56 / \text{menit}$$

Dari nilai kecepatan spesifik diatas didapatkan nilai Randemen Effektif (η_e), sehingga nilai η_e yang diharapkan untuk

$\dot{Q}_s = 0.047 \frac{m^3}{s}$ adalah sebagai berikut:

- Untuk satu tingkat : $n_Q = 15 / \text{menit}$ dan $\eta_e = 73 \%$
- Untuk dua tingkat : $n_Q = 25 / \text{menit}$ dan $\eta_e = 78 \%$
- Untuk tiga tingkat : $n_Q = 34 / \text{menit}$ dan $\eta_e = 81 \%$
- Untuk empat tingkat : $n_Q = 42 / \text{menit}$ dan $\eta_e = 83 \%$
- Untuk lima tingkat : $n_Q = 49 / \text{menit}$ dan $\eta_e = 83.5 \%$
- Untuk enam tingkat : $n_Q = 56 / \text{menit}$ dan $\eta_e = 84 \%$



Gambar 4.4 Efisiensi pompa sebagai fungsi kecepatan spesifik

Supaya pompa tersebut dapat digunakan secara terus – menerus dan memiliki jangka waktu penggunaan (Pengoperasian) yang lama maka pompa dibuat bertingkat enam.

Sehingga dalam perencanaan pompa ini digunakan pompa bertingkat enam dengan : $n_o = 56/\text{menit}$ dan $\eta_s = 84\%$. Pompa jenis ini masuk dalam pompa roda putaran menengah (medium) dan roda tekanan menengah.

4.3 Pemilihan Turbin Uap

- Menghitung kecepatan absolute uap saat meninggalkan nosel:

$$c_o = 44.7x\sqrt{\Delta h}$$

$$c_o = 44.7x\sqrt{(558,16 - 532)}$$

$$c_o = 229 \frac{m}{s}$$

- Menghitung kecepatan absolute uap saat memasuki turbin:

$$c_1 = c_o x \varphi$$

$$c_1 = 229 \frac{m}{s} x 0.9$$

$$c_1 = 206 \frac{m}{s}$$

- Menghitung kecepatan keliling:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2} x \cos \alpha$$

$$u = \frac{1}{2} c_1 x \cos \alpha$$

$$u = \frac{1}{2} 206 \frac{m}{s} x \cos 20$$

$$u = 97 \frac{m}{s}$$

- Sehingga rotor turbin D_m :

$$u = \frac{\pi x D_m x n}{60}$$

$$D_m = \frac{ux60}{\pi x n}$$

$$D_m = \frac{97x60}{\pi x 3000}$$

$$D_m = 0.6m$$

- Menghitung kecepatan ideal / tingkat:

$$\Delta V = 2xu = 2x97 \frac{m}{s} = 182 \frac{m}{s}$$

- Menhitung jumlah stage :

$$\Delta EK_{tiaptingkat} = \frac{\dot{m} \times \Delta V^2}{2 \times g_c}$$

$$\Delta EK_{tiaptingkat} = \frac{40.63 \frac{kg}{s} \times 182^2 \frac{m}{s}}{2 \times 9.8 \frac{kg.m}{kgf.s^2}}$$

$$\Delta EK_{tiaptingkat} = 6729 N.m = 6.72 kJ$$

kemudian untuk menentukan jumlah stage

$$N_v = \frac{(h_3 - h_4)_{R152a}}{\Delta EK_{tiaptingkat}}$$

$$N_v = \frac{(558.16 - 532) \frac{kJ}{kg}}{6.72 \frac{kJ}{tingkat}}$$

$$N_v = \frac{26.16 \frac{kJ}{kg}}{6.72 \frac{kJ}{tingkat}}$$

$$N_v = 3.89$$

Sehingga digunakan 4 buah stage

BAB V PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan analisa termodinamika *Organic Rankine Cycle* guna menghasilkan energi listrik sebesar 1MW dengan variasi 3 refrigerant, 3 macam analisa *Organic Rankin Cycle*, maka dihasilkan beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Semakin besar laju aliran massa maka akan semakin besar daya pada pompa, daya pada turbin, laju perpindahan kalor pada evaporator, dan laju perpindahan kalor pada kondensor namun efisiensi thermal, akan semakin berkurang pada analisa siklus rankine organik dari masing-masing refrigeran.
2. Penurunan tekanan pengembunan mengakibatkan terjadinya peningkatan efisiensi thermal untuk masing – masing analisa *Organic Rankine Cycle*, pada refrigerant.
3. Nilai efisiensi thermal optimum (berdasarkan termodinamika *Organic Rankine Cycle*) terletak pada refrigerant R152a, siklus *Organic Rankine Cycle* ketiga dengan nilai efisiensi thermal sebesar 10%.
4. Pemilihan pompa digunakan pompa sentrifugal multi stages bertingkat enam dengan $n_o = 56 / \text{menit}$ dan $\eta_s = 84\%$.
5. Merk pompa sentrifugal multi stage yang dipilih adalah Sihi tipe ZEH 5004.
6. Pemilihan turbin uap digunakan turbin uap back pressure bertingkat empat dengan, diameter rotor turbin sebesar:
 $D_m = 0.6m$
7. Merk turbin uap (*back pressure steam turbine*) yang dipilih adalah Qingneng dengan tipe N341E.

5.2. Saran

Adapun beberapa saran yang dapat dijadikan referensi alternatif dalam penelitian selanjutnya, yaitu :

1. Pemilihan refrigeran sebagai fluida kerja harus disesuaikan dengan karakteristik termodinamika yang diantaranya meliputi, Temperatur penguapan serta tekanan penguapan dan Temperatur pengembunan serta tekanan pengembunan.
2. Diperlukan ketelitian dalam menganalisa termodinamika *Organic Rankine Cycle* untuk masing – masing refrigeran.

Lampiran A

Data Baku Mutu Lingkungan

- Baku Mutu Emisi
 - SO_2 : 750 mg/m^3
 - NO_2 : 850 mg/m^3
 - Debu : 150 mg/m^3
- Temperatur keluar stack : 110°C
- Baku Mutu Emisi
 - SO_2 : 0.1 ppm (24 jam)
 - NO_x : 0.05 ppm (24 jam)
 - Debu : 0.23 mg/m^3
- TDS 200 ppm max
- Susp solid : 200 ppm max
- pH : 6 - 9

Data Teknik PLTU PT. PJB Paiton

- **Boiler**
 - Tipe : Vertical balance draft, drum unit, control cyrculation
 - Pabrik : Combustion Engineering
 - Kapasitas : Tekanan 185 kg/cm^2 , temperatur 538°C , Flow 1330 ton / jam
 - Bahan bakar : batu bara
- **Turbin**
 - Tipe : Tandem compounding, 3 cylinder a flow exhaust, reheat steam
 - Pabrik : Thosiba
 - Kapasitas : daya 400 MW, putaran 3000 rpm, tekanan 169 kg/cm^3

- **Generator**

- Tipe : 3 phase synchronous, direct coupled to steam Turbin
- Pabrik : Thosiba
- Kapasitas : 473 MVA/ 18 kV, 3000 rpm/ 50 Hz
- Pendingin : lilitan stator didinginkan dengan air, inti dan lilitan rotor didinginkan dengan gas H_2

Data Pemeriksaan Gas buang

Carbon content (C) = 41.39

Ash content in fuel (A) = 2.8

Volatile matter (VM) = 43.6

Moisture content (M) = 29.61

Oxygen content (O_2) = 3.1

Sulfur = 0.13

% CO_2 in Flue gas = 15.6

Pemakaian Batubara = 206825 kg/h

Data Test Efisiensi PLTU Paiton

#PJB

TEST EFISIENSI PLTU PAITON #2

DATE : 25 Februari 2009
 GEN UNIT : 393 MW
 COAL : Campuran (67% Adaro (TBI), 33% Non Adaro(BSS))
 NOTE : 5 Mill Operasi
 Est.HSV : 4492.54

67% Adaro (TBI) 33% BSS
 5 mill operation

NO	KODE	ITEM	UNIT	VALUE
1	Mth	Turbine Throttle Steam Flow	kg / h	1.242.592
2	Mhr	Hot Reheat Steam Flow	kg / h	1.050.864
3	Mcr	Cold Reheat Steam Flow	kg / h	1.022.136
4	Mfw	Main Feed Water Flow	kg / h	1.241.516
5	Mth	Air Heater Flow	kg / h	0
6	Mmu	Make Up Flow	kg / h	0
7	Mss	Superheater Spray Flow	kg / h	43.249
8	Mrs	Reheater Spray Flow	kg / h	38.725
9	Msb	Scotblowing Flow	kg / h	0
10	Hth	Turbine Throttle Steam Enthalpi	Kcal/kg	812.30
11	Hhr	Hot Reheat Steam Enthalpi	Kcal/kg	545.30
12	Hcr	Cold Reheat Steam Enthalpi	Kcal/kg	739.80
13	Hfw	Main Feed Water Enthalpi	Kcal/kg	258.70
14	Hmu	Make Up Enthalpi	Kcal/kg	0.00
15	Hbp	Boiler Feed Pump Outlet Enthalpi	Kcal/kg	155.80
16	Hahs	Air Heater Supply Enthalpi	Kcal/kg	0.00
17	Hahr	Air Heater Return Enthalpi	Kcal/kg	0.00
18	GGO	Generator Output	KWh	391.300
19	UAT	Pemakaian Samudra	KWh	1.992
20	HV	Nilai Kalor Atas batu bara	Kcal/kg	4.493
21	Coal	Pemakaian Batu bara	kg / h	206.875
21	Luc	Boiler Efisiensi		
22	LG	Heat Loss Due Unburncarbon	%	0.34
23	Lmf	Heat Loss Due to Moisture	%	6.45
24	LH	Heat Loss Due from Burning H ₂	%	2.85
25	Lma	Heat Loss Due to Moisture in Air	%	5.76
26	Lh ₂	Heat Loss Due to unburning Hydrocarbon	%	0.16
27	Lr	Heat Loss Due to Radiation	%	0.21
28		Manufacture Margin Loss & Unaccounted Loss	%	0.75
29	Loss	Total Loss	%	16.53
1	PHR	Plant Heat rate = (COAL X HHV) / GGU	Kcal/KWh	2.364.30
	NPHR	Nett Plant Heat rate = (COAL X HHV) / (MPT - SST)	Kcal/KWh	2.669.97
2	HR	Turbine Heatrate = ((Mth x Hth + Mhr x Hhr + Mah x Hahs + Mmu x Hmu) - (Mfw x Hfw + Mcr x Hcr + (Mss + Mrs) x Hbp + Msb x Hcr + Mah x Hahr)) / GGO	Kcal/KWh	2.076.27
3		Efisiensi Boiler Loss Methode = (100 - Loss)	%	83.47
		I / O Methode Eff = (HOB / BHI) x 100 % HQI = (Mth + Mss) x (Hth - Hfw) + Mhr (Hhr - Hcr) BHI = (Total Pemakaian Bahan Bakar x HHV)	% Kcal/h Kcal/h	85.66 873.762.730 920.169.500
4		Efisiensi Thermal = (860 / PHR) x 100 %	%	36.37
		Plant Efisiensi = Eff Boiler Loss Methode x 860 = Eff Boiler Loss Methode x Turbine heatrate	%	34.57

adaru 1/2

reup 1/2

Lampiran B

Perhitungan Potensi Panas Waste Energy Recovery PT.PJB
Paiton Probolinggo secara metode indirect (ASME PTC 4.1):

Rumus Konversi dari Analisa Proximate ke Analisa Ultimate

C = % of Fix Carbon = 41.39

A = % of Ash = 2.8

VM = % of Volatile matter = 43.6

M = % of Moisture = 29.61

Sehingga:

$$\%C = [0.97C + 0.7(VM + 0.1A) - M(0.6 - 0.01M)]$$

$$\%C = [(0.97 \times 41.39) + 0.7(43.6 + 0.1 \times 2.8) - 29.61(0.6 - 0.01 \times 29.61)]$$

$$\%C = 40.148 + 30.716 - 8.998$$

$$\%C = 61.866\%$$

$$\%H_2 = [0.036C + 0.086(VM + 0.1A) - 0.0035M^2(1 - 0.02M)]$$

$$\%H_2 = \left[\frac{(0.036 \times 41.39) + 0.086(43.67 + 0.1 \times 2.8) - 0.0035(29.61)^2}{(1 - 0.02 \times 29.61)} \right]$$

$$\%H_2 = 1.490 + 3.779 - 1.251$$

$$\%H_2 = 4.018\%$$

$$\%N_2 = 2.10 - (0.020 \times VM)$$

$$\%N_2 = 2.10 - (0.020 \times 43.67)$$

$$\%N_2 = 1.2266\%$$

Theoretical Air Required for complete combustion:

$$\frac{\left[(11.6 \times C) + (34.8 \times \frac{H_2 - O_2}{8}) \times 3 + (4.35 \times S) \right]}{100} \frac{kg}{kg \text{ of coal}}$$

$$\frac{\left[(11.6 \times 61.866) + (34.8 \times \frac{4.018 - 3.1}{8}) \times 3 + (4.35 \times 0.13) \right]}{100} \frac{kg}{kg \text{ of coal}}$$

$$\frac{[717.645 + 11.704 + 0.56]}{100} \frac{kg}{kg \text{ of coal}}$$

$$7.29 \frac{kg}{kg \text{ of coal}}$$

Theoretical % CO_2 :

$$\% \text{ CO}_2 \text{ at Theoretical Condition} = \frac{\text{Moles of C}}{\text{Moles of N}_2 + \text{Moles of C}}$$

dimana

$$\text{Moles of N}_2 = \frac{W \text{ of N}_2 \text{ in theoretical air}}{\text{Mol W of N}_2} + \frac{W \text{ of N}_2 \text{ in fuel}}{\text{Mol W of N}_2}$$

$$\text{Moles of N}_2 = \frac{7.29 \times \frac{77}{100}}{28} + \frac{0.012266}{28}$$

$$\text{Moles of N}_2 = 0.201$$

$$\text{Moles of C} = \frac{0.6186}{12}$$

$$\text{Moles of C} = 0.0515$$

Sehingga:

$$\% \text{ Co}_2 \text{ at Theoretical Condition} = \frac{0.0515}{0.201 + 0.0515}$$

$$\% \text{ Co}_2 \text{ at Theoretical Condition} = 20.39\%$$

Excess Air Supplied (EA):

$$\text{Actual Co}_2 \text{ in flue gas} = 15.6\%$$

Sehingga

$$\% \text{ Excess Air Supplied (EA)} = \frac{7900 \times [(\% \text{ Co}_2)_i - (\% \text{ Co}_2)_a]}{(\% \text{ Co}_2)_a \times (100 - (\% \text{ Co}_2)_i)}$$

$$\% \text{ Excess Air Supplied (EA)} = \frac{7900 \times [20.39 - 15.6]}{15.6 \times (100 - 20.39)}$$

$$\% \text{ Excess Air Supplied (EA)} = 30.47\%$$

Kemudian:

$$\text{Actual Mass of Supplied} = \left(1 + \frac{\text{EA}}{100}\right) \times \text{theoretical air}$$

$$\text{Actual Mass of Supplied} = \left(1 + \frac{30.47\%}{100}\right) \times 7.29 \quad \frac{\text{kg}}{\text{kg of coal}}$$

$$\text{Actual Mass of Supplied} = 9.51 \frac{\text{kg}}{\text{kg of coal}}$$

Sehingga:

Mass of dry flue gas = Mass of CO_2 + Mass of N_2 content in the fuel + Mass of N_2 in the combustion air supplied + Mass of Oxygen in flue gas

$$\text{Mass of dry flue gas} = \frac{0.6186 \times 44}{12} + 0.012266 + \frac{9.51 \times 77}{100} + \frac{(9.51 - 7.29) \times 23}{100}$$

$$\text{Mass of dry flue gas} = 2.2682 + 0.012266 + 7.3227 + 0.5106$$

$$\text{Mass of dry flue gas} = 10.1137 \frac{\text{kg}}{\text{kg of coal}}$$

Sehingga didapatkan potensi panas yang terbuang sebesar:

$$\dot{Q}_{\text{fluegas}} = \dot{m} x c_p x \Delta T$$

$$\dot{Q}_{\text{fluegas}} = 10.1137 \frac{\text{kg}}{\text{kg of coal}} \times 206825 \frac{\text{kg of coal}}{\text{h}} \times 1.105 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \times (137 - 110) ^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{\text{fluegas}} = 17.33 \text{ MW}$$

Lampiran C

Tabel Properties ORC pertama R12

TK	P [bar]	T [C]	h [kJ/kg]	s [kJ/K-kg]
1	9	38	238.36	1.140
2	20	40	241.00	1.140
3	20	75	381.77	1.550
4	9	42	372.00	1.550

Tabel Properties ORC kedua R12

TK	P [bar]	T [C]	h [kJ/kg]	s [kJ/K-kg]
1	8	34	232.54	1.120
2	20	36	236.00	1.120
3	20	75	381.77	1.550
4	8	38	370.00	1.550

Tabel Properties ORC ketiga R12

TK	P [bar]	T [C]	h [kJ/kg]	s [kJ/K-kg]
1	7	28	227.90	1.100
2	20	30	231.00	1.100
3	20	75	381.77	1.550
4	7	34	368.00	1.550

Tabel Properties ORC pertama R134a

TK	P [bar]	T [C]	h [kJ/kg]	s [kJ/K-kg]
1	9	36	250.41	1.170
2	20	38	252.00	1.170
3	20	68	428.61	1.700
4	9	40	420.00	1.700

Tabel Properties ORC kedua R134a

TK	P [bar]	T [C]	h [kJ/kg]	s [kJ/K-kg]
1	8	32	244.50	1.152
2	20	34	246.00	1.152
3	20	68	428.61	1.700
4	8	36	418.00	1.700

Tabel Properties ORC ketiga R134a

TK	P [bar]	T [C]	h [kJ/kg]	s [kJ/K-kg]
1	7	28	238.77	1.133
2	20	30	240.00	1.133
3	20	68	428.61	1.700
4	7	32	416.00	1.700

Tabel Properties ORC pertama R152a

TK	P [bar]	T [C]	h [kJ/kg]	s [kJ/K-kg]
1	9	40	264.69	1.230
2	20	42	268.00	1.230
3	20	82	558.16	2.080
4	9	44	538.00	2.080

Tabel Properties ORC kedua R152a

TK	P [bar]	T [C]	h [kJ/kg]	s [kJ/K-kg]
1	8	36	258.18	1.190
2	20	38	262.00	1.190
3	20	82	558.16	2.080
4	8	40	534.00	2.080

Tabel Properties ORC ketiga R152a

TK	P [bar]	T [C]	h [kJ/kg]	s [kJ/K-kg]
1	7	32	252.45	1.170
2	20	34	254.00	1.170
3	20	82	558.16	2.080
4	7	36	532.00	2.080

Lampiran D

Properties of Refrigeran

Properties of Refrigerants

Refrigerant	R11	R12	R13	R13B1	R14	R22	R23	R113	R114	R115	R123	R134a
Boiling Point at 101 kPa °C	23.8	-29.8	-81.4	-57.7	-127.9	-40.8	-80.1	47.6	3.6	-39.1	27.9	-26.1
Temp. Glide at 101 kPa K	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Critical Temperature °C	198	111.8	28.8	67.1	-45.7	96.2	26.3	214.1	145.7	79.9	183.7	101.1
Critical Pressure kPa	4467	4120	3870	3960	3750	4990	4833	3437	3250	3150	3670	4060
Latent Heat of Vapourisation at 101 kPa kJ/kg	180.3	165.4	149.7	119.1	136	233.8	238.8	146.8	136.3	126.3	171.6	216.1
Vapour Pressure at 25°C kPa	1.056	651.3	3550	1619.6	3280	1043.7	4732	44	213.4	911.1	91.4	664
Liquid Density at 25°C kg/m³	1476	1310	1290	1537.82	1320	1193.8	870	1580	1456.3	1284	1462.3	1206.3
Vapour Density at 101 kPa kg/m³	5.794	6.248	6.857	8.611	7.72	4.645	4.62	7.38	7.737	8.271	6.336	5.213
Ozone Depletion Potential (ODP)	1	1	1	12	0	0.04	0	0.09	0	0.4	0.014	0
Global Warming Potential (GWP) (CO ₂ =1)	4000	8500	11700	5600	6500	1700	11700	5000	9200	9320	93	1300
Flammability Limit at 25°C	None	None	None	None	None	None	None	None	None	None	None	None

Refrigerant	R141B	R142b	R152a	R290 Propane	R401A MP39	R401B MP66	R402A HP80	R402B HP81	R403B ISCEON 69L	R404A EX70 HP62	R406A	R407B KLEA 61
Boiling Point at 101 kPa °C	32.2	-9.1	-24	-42.1	-33.1	-34.7	-49.2	-47.4	-49.5	-46.5	-32.4	-43.7
Temp. Glide at 101 kPa K	0	0	0	0	6.4	6	1.6 - 2	1.6 - 2	2.6	0.5	9.4	4.4
Critical Temperature °C	204.4	137.2	113.3	125.2	108	106.1	75.5	82.6	90	72.1	114.5	75.8
Critical Pressure kPa	4250	4120	4520	4250	4600	4680	4130	4450	5090	3730	4584	4160
Latent Heat of Vapourisation at 101 kPa kJ/kg	224.3	223	337.7	428.1	228.3	229.8	190.8	207.9	185.5	200.3	244.9	201.3
Vapour Pressure at 25°C kPa	78.5	337.7	614.3	924.1	697.8	749.1	1394.1	1277	1274	1236.6	542	1168.6
Liquid Density at 25°C kg/m³	1234.9	1108.5	899.2	439.7	1195.2	1193.91	1156.28	1160.4	1150.6	1043.9	1085.6	1171.07
Vapour Density at 101 kPa kg/m³	4.765	4.785	3.315	2.368	4.777	4.734	5.639	5.182	5.682	5.342	4.425	5.512
Ozone Depletion Potential (ODP)	0.1		0	0	0.03	0.032	0.018	0.026	0.027	0	0.041	0
Global Warming Potential (GWP) (CO ₂ =1)	630	2000	140	3	1120	1230	2380	2080	2640	3850	1700	2300
Flammability Limit at 25°C	Liquid None Vapour in Air by Vol. 5.6/17.7	9.6%	4.8%	2.4%	None	None	None	None	None	None	Worst case of Fractionation flammable	None

Pengelompokan Refrigeran

	Lower Toxicity	Higher Toxicity
Higher Flammability	A3	B3
Lower Flammability	A2	B2
No Flame Propagation	A1	B1

Sehingga :

A1 : lower toxicity & no flame propagation

A2 : lower toxicity & lower flammability

A3 : lower toxicity & higher flammability

B1 : higher toxicity & no flame propagation

B2 : higher toxicity & lower flammability

B3 : higher toxicity & higher flammability

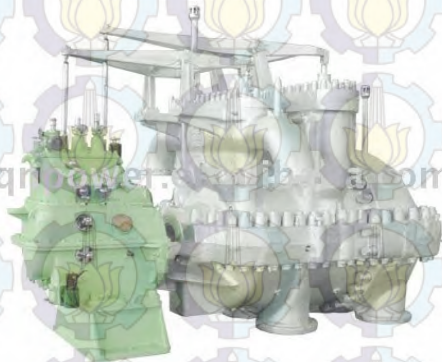
Lampiran E

Katalog Pompa Centrifugal Multi Stages

Centrifugal multi stages pump					
Merk	Type	Capasitas	Head	Power	Price
SIHI	ZEH 5004	172 m ³ /h	160m	65kW/88HP/380V/50Hz/3 phase/3000 rpm	37,500,000 -/unit
SIHI	HEGA 6506	179 m ³ /h	165 m	72kW/97HP/380V/50Hz/3 phase/ 3000 rpm	44,300,000 -/unit
EBARA	EVM 19-14F5/11	198 m ³ /h	168 m	74kW/99HP/380 V/50Hz/3phase/3000 rpm	49,700,000 -/unit
GRUNDFOS	CR 32-12	190 m ³ /h	170 m	78kW/103HP/380V/50Hz/3phase/3000 rpm	53,500,000 -/unit
THORISIMA	MML 60/8	196 m ³ /h	175 m	83kW/112HP/380V/50Hz/3phase/3000 rpm	54,200,000 -/unit

Lampiran F

Katalog Turbin Uap back Pressure



Back Pressure Steam Turbine

FOB Price: US \$185.000 - US \$283.000

Port: Qingdao Seaport

Minimum order Quantity: 1set/sets

Supply ability: 1 sets/sets per quarter

Payment terms : L/C. T/T

Brand Name: Qingneng

Place of Origin Shandong china (Mainland)

Model	Code	Power (MW)	Inlet			Exhaust Press (Mpa)	Steam rate (kg/kw.h)	Weight (t)	Overall dimensions L×W×H (mm)
			Press (MPa)	Temp (°)	Flow (t/h)				

CB0.5- 1.85/0.716	N232E	0.5	1.85	390	28	0.716	18.5	6.3	2650×1925×1934
CB0.5- 1.85/0.824	N231E	0.5	1.85	390	26	0.824	16.56	6.3	2650×1925×1934
CB0.5- 1.85/0.931	N2321E	0.5	1.85	390	18	0.931	12.18	6.3	2650×1925×1934
CB0.75- 1.85/0.824	N241E	0.75	1.85	390	30	0.824	14.3	6.3	2650×1925×1934
CB0.75- 2.05/0.716	N242E	0.75	2.05	420	38	0.716	10.56	6.3	2650×1925×1934
CB1.0- 2.05/0.931	N2421E	1	2.05	420	35.2	0.931	12.25	6.3	2650×1925×1934
CB1.0- 2.05/0.824	N3411E	1	2.05	420	43.2	0.824	13.35	6.3	3097×2802×2515
CB1.0- 2.05/0.716	N341E	1	2.05	430	47.3	0.716	14.66	6.3	2650×1925×1934
CB1.5- 2.15/0.824	N342E	1.5	2.15	430	52.5	0.824	18.35	6.3	3105×2185×1952
CB1.5- 2.15/0.931	N321E	1.5	2.15	430	48.7	0.931	11.79	6.3	2650×1925×1934